

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Пилявець Володимир Георгійович**

УДК 62-82:62-503.507

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
**АДАПТИВНА ГІДРОСИСТЕМА З ПЕРЕХРЕСНИМ ЗВ'ЯЗКОМ ДЛЯ**  
**МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ**

05.02.02 – машинознавство

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

\_\_\_\_\_ В. Г. Пилявець

Науковий керівник Козлов Леонід Геннадійович, доктор технічних наук, доцент

Київ – 2021

## АНОТАЦІЯ

Пилявець В. Г. Адаптивна гідросистема з перехресним зв'язком для мобільної машини. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2020.

Дисертація присвячена розробленню адаптивної гідросистеми з перехресним зв'язком з покращеними статичними, енергетичними та динамічними характеристиками.

В будівництві, сільському господарстві та в промисловості широко розповсюджені мобільні робочі машини на базі колісних тракторів. Такі машини оснащуються широкою номенклатурою змінних робочих органів: фронтальними навантажувальними ківшами, екскаваторним обладнанням, бурильними установками, відвалами, захватами різного призначення, щітками, маніпуляторами, крановими підвісками та ін. Це дозволяє виконувати із застосуванням таких машин велику кількість різноманітних операцій на протязі всіх сезонів року.

Для ефективного використання мобільних машин необхідно мати можливість регулювати швидкісні режими змінних робочих органів в широких діапазонах при одночасному забезпеченні високих значень ККД гідросистем цих машин.

Окрім того, на ряді операцій, які виконуються із застосуванням мобільних машин актуальною є адаптація режимів роботи їх гідросистем до зміни зовнішніх умов роботи та навантажень. Наприклад, виконання таких операцій як буріння потребує узгодження швидкісних режимів гідродвигунів, що забезпечують обертання шнека та його подачу. Від раціонального співвідношення частоти обертання шнека та його подачі залежить безперебійність процесу буріння, економічність та продуктивність роботи

машини. Окрім того, режими роботи гідродвигунів при бурінні шнеком повинні адаптуватись до зміни властивостей ґрунту для запобігання перенавантаження гідросистеми, а також для не допущення заштибовки шнека, що дозволяє підвищити продуктивність процесу буріння, зменшити втрати потужності. Гідросистеми мобільних машин, що дозволяють забезпечувати регулювання швидкісних режимів робочих органів в широких діапазонах, узгодження швидкісних режимів одночасно працюючих гідродвигунів та адаптацію режимів роботи до зміни зовнішніх навантажень можуть бути створені на основі регульованих насосів, розподільників з пропорційним електрогідравлічним керування та контролерів. Такі гідросистеми можуть мати перехресні зв'язки між контурами приводів різних гідродвигунів, що забезпечують можливість узгодження режимів їх роботи. На сьогоднішній день виробництво мобільних машин з такими гідросистемами в Україні не налагоджено.

Таким чином, створення адаптивних систем з перехресними зв'язками на базі регульованих насосів, розподільників з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролерів, які забезпечують узгодження режимів роботи декількох гідродвигунів, зменшення непродуктивних втрат, покращення експлуатаційних характеристик мобільних машин є актуальною науково-технічною задачею.

Метою роботи є, зменшення втрат потужності, покращення експлуатаційних характеристик мобільної машин за рахунок розроблення та застосування адаптивної гідросистеми з перехресним зв'язком

Теоретичні дослідження проводились на основі законів механіки та гідромеханіки, диференційного числення, теорії автоматичного керування, багатокритеріальної оптимізації, а також із застосуванням імітаційного моделювання з використанням сучасних програмних продуктів MATLAB-Simulink, Autodesk Simulation SFD, КОМПАС-3D, Datafit. Експериментальні дослідження виконані на спеціальному експериментальному стенді, оснащеному високоточними контрольно-вимірювальними приладами. Результати експериментальних досліджень оброблялись із застосуванням методів

математичної статистики та планування експериментів. Використане середовище ID для розроблення програм керування контролером.

Наукова новизна роботи полягає в наступному:

1. Вперше науково обґрунтована та розроблена узагальнена математична модель адаптивної гідросистеми, яка включає опис змінних інерційних властивостей виконавчих механізмів, витратні характеристики пропорційного розподільника, визначені на основі цифрового моделювання течії робочої рідини по його каналам, та експериментальні характеристики контролера з підсилювачем, що адекватно описує робочі процеси в адаптивній гідросистемі та дозволяє визначити оптимальні значення параметрів регуляторів і налаштування контролера, побудувати алгоритм керування гідросистемою, для забезпечення зменшення втрат потужності та покращення експлуатаційних властивостей машини.

2. Удосконалена структура адаптивного регулятора, який формує сигнал перехресного зв'язку у вигляді суми основної і корегувальної складових та знайдена залежність між величиною коефіцієнта передачі корегувальної складової та часом її затримки по відношенню до основної складової, яка дозволяє забезпечити стійкість роботи адаптивної гідросистеми на всіх режимах її роботи.

3. Вперше визначено залежності між коефіцієнтом підсилення робочого вікна і площею дроселя регулятора насоса, а також коефіцієнтом підсилення робочого вікна і площею демпфера клапана перепаду тиску, які забезпечують процеси регулювання параметрів руху, що дозволяє зменшити в адаптивній гідросистемі час регулювання на величину до 35%, а перерегулювання на величину до 50% в залежності від режимів роботи.

4. Удосконалено алгоритм та програму керування адаптивною гідросистемою мобільної машини, що забезпечує в процесі шнекового буріння раціональне співвідношення між частотою обертання шнека та його подачею, при якому зменшуються втрати потужності в гідросистемі та забезпечується безперебійність процесу буріння в робочому циклі.



Практичне значення роботи полягає в наступному:

Розроблено нову схему адаптивної гідросистеми на основі регульованих насосів, розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера. Гідросистема забезпечують одночасну роботу двох гідродвигунів при можливості пропорційного регулювання та стабілізації їх швидкості, а також необхідне співвідношення між величинами швидкостей гідродвигунів.

Розроблено нову конструкцію розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням величини потоку. Створено алгоритм та програму керування адаптивною гідросистемою, які забезпечують зміну швидкісних режимів гідродвигунів в залежності від зміни зовнішніх навантажень, що забезпечує безперебійність роботи робочого органа машини при бурінні.

Втрати потужності в розробленій адаптивній гідросистемі на операції буріння шнеком діаметром 400 мм в контурі основного руху зменшуються на величину від 7,7 кВт до 13.7 кВт, а в контурі привода подачі на величину від 13,3 кВт до 15,6 кВт в залежності від режимів роботи в порівнянні з базовою гідросистемою мобільної машини БАМ-2014. Гідравлічний ККД в розробленій адаптивній гідросистемі зростає у порівнянні з гідросистемою мобільної машини БАМ-2014 для контуру привода подачі шнека на операції буріння з 25% до 83%, а для контуру привода обертання шнека з 49% до 82%.

Схема модернізованої гідросистеми для машини БАМ-2014, документація на секційний розподільник з пропорційним електрогідравлічним керуванням, алгоритм та програма керування адаптивною гідросистемою впроваджені в машинобудівній компанії «Будагромаш» м. Київ. Визначено, що очікуваний річний економічний ефект обумовлений зменшенням витрати пального для однієї мобільної машини з розробленою адаптивною гідросистемою становить 44880 грн.

Експериментальний стенд для досліджень адаптивної гідросистеми на базі регульованого насоса, розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера, а також програма для розрахунку статичних,

динамічних та енергетичних характеристик адаптивної гідросистеми впроваджені у навчальний процес у Вінницькому національному технічному університеті.

Розроблена схема адаптивної гідросистеми, конструкція секційного розподільника можуть бути використані також при розробці гідроприводів інших мобільних машин, в яких необхідно забезпечити регулювання, стабілізацію та узгодження швидкісних режимів роботи гідродвигунів, таких, як бурильно-кранові машини БКМ-2М, БКМ-3У. Результати роботи можуть бути використані також на Харківському тракторному заводі, Дрогобицькому заводі автомобільних кранів, Турбівському машинобудівному заводі, Калинівському машинобудівному заводі.

Ключові слова: адаптивна гідросистема, розподільник, перехресний зв'язок, мобільна машина, зменшення втрат потужності.

## **ABSTRACT**

Pyliavets V. G. Adaptive cross-link hydraulic system for a mobile machine. – Qualifying scientific work as a manuscript for a scientific degree of the Candidate of Technical Sciences, speciality 05.02.02 – Machine science. – National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” of the Ministry of Education and Science of Ukraine.

The thesis deals with the development of an adaptive cross-link hydraulic system with improved static, dynamic and energy characteristics.

In construction engineering, agriculture and industry mobile working machines based on wheel tractors are widely used. Such machines are equipped with a wide range of replaceable working members such as front loading buckets, excavator equipment, drilling rigs, blades, different-purpose grippers, brushes, manipulators, crane suspensions, etc. This makes it possible to use such machines for performing various operations throughout all seasons of the year

For effective application of mobile machines it is necessary to have the possibility of wide-range speed mode regulation of the replaceable working members with simultaneous provision of high efficiency values for the hydraulic systems of these machines.

Besides, for some operations, performed with the application of mobile machines, the task of adapting the operating modes of their hydraulic systems to the changes of external conditions and loads is relevant. E.g., execution of the drilling operation requires matching the speed modes of hydraulic engines, which provide rotation and feed of the auger. The rational relationship between the rotation speed of the auger and its feed ensures a failure-free drilling process as well as economic efficiency and productivity of the machine operation. Additionally, operating modes of the hydraulic engines during auger drilling operation should be adapted to the changes in the soil properties in order to prevent the hydraulic system overloading as well as jamming of the auger, which makes it possible to increase the productivity of the drilling process and reduce power losses. Hydraulic systems of the mobile machines providing wide-range regulation of the speed modes for the working members, coordination of the speed modes during simultaneous operation of the hydraulic engines and adaptation of the operating modes to the changes of external loads can be created on the basis of variable pumps, proportional electrohydraulic directional control valves and controllers. Such systems may have cross-links between the loops of different hydraulic engines, which enables coordination of their operating modes. At present, production of such machines is not provided in Ukraine.

Thus, creation of adaptive cross-link hydraulic systems, based on variable pumps, proportional electrohydraulic directional control valves and controllers, which provide coordination of the operating modes for several hydraulic engines, reduction of unproductive losses as well as improvement of the mobile machine operating characteristics is a relevant scientific and engineering task.

The aim of the work is reduction of power losses and improvement of a mobile machine operating characteristics through the development and application of the adaptive cross-link hydraulic system.

Theoretical studies were conducted on the basis of the laws of theoretical mechanics and hydromechanics, differential calculus, automatic control theory, multicriteria optimization as well as with the application of simulative modelling with the use of software products MATLAB-Simulink, SolidWorks, Autodesk Simulation SFD, Datafit. Experimental studies were performed using a special test stand equipped with a high-precision control measuring equipment. The experimental research results were processed with the application of mathematical statistics and experimental planning methods. ID environment was used for development of the controller regulation programs.

The scientific novelty of the work is as follows:

1. For the first time a generalized mathematical model of the adaptive hydraulic system was scientifically substantiated and developed. The model includes description of the variable inertial properties of the actuators, flow rate characteristics of the proportional directional control valve, determined on the basis of digital modelling of the working fluid flow via its channels, and experimental characteristics of the controller with an amplifier. The model describes adequately operation processes in the adaptive hydraulic system and makes it possible to determine optimal parameter values of the regulators and of the controller adjustment parameters as well as to build a hydraulic system control algorithm in order to provide power loss reduction and to improve the operating properties of the machine.

2. The structure of the adaptive regulator that generates a cross-link signal in the form of the main and corrective components was improved as well as the dependence between the transfer ratio of the corrective component and its delay time in relation to the main component was found. This makes it possible to provide stability of the adaptive hydraulic system for all modes of its operation.

3. For the first time dependence between the gain factor of the working port and the pump regulator throttle area was determined as well as the dependence between the working port gain factor and the area of the differential pressure valve damper, which provide the motion parameter regulation processes. This enables up to 35 % regulation time reduction in the adaptive hydraulic system and up to 50% overshoot time reduction depending on the operating modes.

4. The algorithm and the program for controlling the adaptive hydraulic system of a mobile machine were improved to provide such rational relationship between the auger rotation speed and its feed during the auger drilling process that will ensure power loss reduction in the hydraulic system and failure-free drilling process within the operation cycle.

Practical value of the work is as follows:

A new adaptive control system circuit was developed on the basis of variable pumps, electrohydraulic directional control valve and a controller. The hydraulic system provides simultaneous operation of two hydraulic engines with the possibility of proportional regulation and stabilization of their speeds as well as the necessary relationship between the speed values of the hydraulic engines.

A new design of the directional control valve with proportional electrohydraulic control of flow value was developed. An algorithm and adaptive hydraulic system control program were created in order to provide changing of the speed modes of the hydraulic engines depending on the external load variations, which ensures failure-free operation of the mobile machine working member during the drilling process.

Power losses in the developed adaptive hydraulic system for drilling operation using the auger with the diameter of 400 mm are reduced by the value from 7.7 kW to 13.7 kW in the loop of main motion and in the feed loop – by the value from 13.3 kW to 15.6 kW depending on the operating modes as compared with the basic hydraulic system of the mobile machine БАМ-2014. Hydraulic efficiency in the developed adaptive hydraulic system during drilling operation is increased from 25 % to 83 % for the auger feed drive loop, and for the auger rotation drive loop – from 49 % to 82 % as compared with the machine БАМ-2014

The circuit of the modernized hydraulic system for the machine БАМ-2014, documentation for the sectional directional hydraulic valve with proportional electrohydraulic control, the control algorithm and program for the adaptive hydraulic system have been implemented in the machine-building company “Budagromash”, Kyiv. The expected annual economic efficiency determined by the fuel consumption

reduction for a single mobile machine with the developed adaptive hydraulic system is estimated to be 44880 UAH.

Test stand for investigation of the adaptive hydraulic system based on a variable pump, directional control valve with proportional electrohydraulic control and a controller as well as the program for computation of static, dynamic and energy characteristics of the adaptive control system are implemented into the educational process in Vinnytsia National Technical University.

The developed circuit of the adaptive hydraulic system and the sectional directional control valve design can also be used for developing hydraulic drives of other mobile machines, where it is necessary to provide regulation, stabilization and coordination of the speed modes of hydraulic engines, such as drilling-crane machines БКМ-2М, БКМ-3У. The results of the work can also be used at Kharkiv Tractor Plant, Droboych Truck Crane Plant, Turbiv Machine-Building Plant, Kalynivka Machine-Building Plant.

Основні результати дисертаційних досліджень опубліковані у 18 наукових працях, перелік яких наведено нижче.

У закордонному виданні:

1. Burennikov Y. Mechatronic Hydraulic System with Adaptive Controller on the Basis of Neural Networks / Yuriy Burennikov, Leonid Kozlov, Yuriy Shevchuk, Volodymyr Pyliavets // Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași Tomul LXI (LXV), Fasc. 1-2 –2015. – P. 132-151.

У фахових виданнях України:

2. Козлов Л. Г. Стабілізація витрати робочої рідини в гідроприводі ливарного механізму термопластавтомата / Буренніков Ю. А., Ковальчук В. А., Козлов Л. Г., Шевчук Ю. В., Пилявець В. Г. // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2015. – №2 (73). – С. 6-12.

3. Козлов Л. Г. Вплив параметрів регуляторів на стійкість та динамічні характеристики мехатронної гідросистеми / Л.Г. Козлов, М.П. Коріненко, В. Г. Пилявець // Техніка, енергетика, транспорт АПК, 2018. - №3. - С. 105 – 116.

4. Козлов Л. Забезпечення стійкості мехатронного гідроприводу. Л. Козлов, Ю. Буренніков, В. Пилявець, М. Коріненко, О. Лижов // Вісник машинобудування та транспорту, Чер 2019. - vol 9, № 1, с. 66-76.

5. Пилявець В. Г. Про можливість покращення динамічних характеристик механотронного гідропривода з перехресним зв'язком / В.Г. Пилявець, Л.Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, В. А Ковальчук // Проблеми тертя та зношування, Національний авіаційний університет. – 2019. - № 4(85) – с. 76-82. DOI: 10.18372/0370-2197.4(85).13875

6. Пилявець В. Г. Експериментальні дослідження адаптивної гідросистеми на базі розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням / Пилявець В. Г., Товкач А. О., Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Кравчук О. О. № 1 (2020): Наукові праці ВНТУ Електронне видання

Патент України на корисну модель:

7. Пат. 144036 Україна, МПК E02F 9/22 F15B 13/06. Адаптивна гідросистема / Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, В. Г. Пилявець, С. І. Котик. – № u202002212; заявл.03.04.2020; опубл. 25.08.2020, Бюл. № 16. – 5 с.

Матеріали та тези конференцій:

8. Burennikov Y. Mechatronics hydraulic drive vith regulator bacsed on artificial neural network / Burennikov Y., Kozlov L., Pyliavets V., Piontkevich O. // International conference on innovative research – ICIR EUROINVENT – Romania, 2017, Web of Science.

9. Буренніков Ю. А. Мехатронна гідросистема з регулятором на основі мікроконтролера / Буренніков Ю. А., Козлов Л. Г., Сергеев С.Г., Харченко М. М., Пилявець В. Г. // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасті досягнення та застосування : II міжнародна науково-технічна конференція 15-16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. – Вінниця : Т. П. Барановська, 2016. – С 91-92.

10. Козлов Л.Г. Визначення статичних та динамічних характеристик системи керування гідроприводом бурильної установки / Л.Г. Козлов, В.Г. Пилявець // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Вінниця, 3-6 жовтня 2017 р. : матеріали конференції. - Вінниця: Вид-во «ГЛОБУС-ПРЕС», 2017. – 136 с.

11. Козлов Л. Г., Пилявець В. Г. Вплив параметрів регуляторів на стійкість та динамічні характеристики мехатронної гідросистеми // XIX Міжнародна науково-технічна конференція «Промислова гідравліка і пневматика»: тези доповідей – м. Львів, 2018. – С. 48.

12. Буренніков Ю. А. Експериментальний стенд для дослідження характеристик мехатронного гідропривода / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, В. Г. Пилявець, А. О. Товкач // XLVIII науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту : збірник тез доповідей. – Вінниця, 2019.

13. Буренніков Ю.А., Стійкість мехатронної гідросистеми на основі регульованого насоса / Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Іоан Русу, Пилявець В.Г., Ткачук Ю.А. // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування : III міжнародна науково-технічна конференція : збірник тез доповідей. – Вінниця, 2019. – С 31 – 37.

14. Козлов Л. Г. Покращення динамічних характеристик адаптивного гідроприводу із перехресним зв'язком / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Ковальчук В. А., Пилявець В. Г. // I Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019» : тези доповідей – м. Вінниця, 2019. – С. 299 – 300.

15. Пилявець В. Г. Забезпечення стійкості та покращення динамічних характеристик адаптивного мехатронного гідроприводу / В. Г. Пилявець, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, С. І. Котик // XX Міжнародна конференція АС ПГП, тези доповідей – м. Київ, 22-25 жовтня 2019. – с. 125-127.

16. Пилявець В. Г. Гідророзподільник для адаптивних гідросистем з електрогідравлічним керуванням [Електронний ресурс] / В. Г. Пилявець, С. І. Котик, Л. Г. Козлов // Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 27-28 квітня 2020 р. – Електрон. текст. дані. – 2020. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2020/paper/view/9882>

17. Козлов Л. Г. Алгоритм керування адаптивною гідросистемою мобільної робочої машини [Електронний ресурс] / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Пилявець В. П., Кравчук О. // Матеріали XLIX науково-технічної конференції



підрозділів ВНТУ, Вінниця, 27-28 квітня 2020 р. – Електрон. текст. дані. – 2020.

– Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2020/paper/view/9879>

18. Пилявець В. Г. Експериментальні дослідження перехідних процесів в адаптивній гідросистемі. Матеріали XXV Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» –6-9 жовтня 2020р., Київ, с. 360-364.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	17
РОЗДІЛ 1 ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОСИСТЕМ МОБІЛЬНИХ МАШИН .....	24
1.1. Мобільні машини з гідроприводом .....	24
1.2. Огляд гідросистем мобільних машин та бурильних установок .....	27
1.3. Висновки .....	50
РОЗДІЛ 2 АДАПТИВНА ГІДРОСИСТЕМА ДЛЯ МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ .....	52
2.1. Адаптивна гідросистема .....	52
2.2. Адаптивна гідросистема на основі двох регульованих насосів .....	53
2.3. Система керування регульованим насосом з гідравлічним регулятором .....	55
2.4. Гідравлічна схема розподільника для адаптивної гідросистеми .....	57
2.5. Адаптивний регулятор .....	60
2.6. Висновки .....	62
РОЗДІЛ 3 ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В АДАПТИВНИХ ГІДРОСИСТЕМАХ .....	64
3.1. Визначення витратних характеристик елементів розподільника .....	64
3.2. Математична модель адаптивної гідросистеми з перехресним зв'язком .....	68
3.3. Структурна схема адаптивної гідросистеми на базі одного насоса ...	81
3.4. Блок-схеми розв'язання рівнянь математичної моделі .....	83
3.5. Параметри математичної моделі .....	88
3.6. Дослідження стійкості роботи адаптивної гідросистеми .....	91
3.7. Вплив параметрів регуляторів на динамічні характеристики адаптивної гідросистеми .....	97
3.8. Вплив параметрів перехресного зв'язку на динамічні характеристики адаптивної гідросистеми .....	101

3.9. Висновки .....	107
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АДАПТИВНОЇ ГІДРОСИСТЕМИ .....	109
4.1. Схема експериментального стенду для досліджень адаптивної гідросистеми .....	109
4.2. Експериментальний зразок розподільника для адаптивної гідросистеми .....	111
4.3. Визначення динамічних характеристик контролера .....	115
4.3.1 Характеристика контролера та алгоритми його роботи .....	115
4.3.2 Установки для визначення динамічних характеристик контролера та підсилювача пропорційного електромагніту.....	116
4.4. Статичні характеристики адаптивної гідросистеми .....	121
4.5. Динамічні характеристики адаптивної гідросистеми .....	123
4.6. Ідентифікація математичної моделі адаптивної гідросистеми .....	129
4.7. Висновки .....	131
РОЗДІЛ 5 ЗАСТОСУВАННЯ АДАПТИВНОЇ ГІДРОСИСТЕМИ З ПЕРЕХРЕСНИМ ЗВ'ЯЗКОМ В МОБІЛЬНІЙ МАШИНІ .....	133
5.1 Математична модель адаптивної гідросистеми та робочого органа ..	133
5.1.1. Силкові фактори в зоні буріння .....	134
5.1.2. Визначення моментів інерції робочого органу .....	135
5.1.3. Модель адаптивної гідросистеми з урахуванням процесів буріння ґрунту .....	140
5.2 Оптимізація параметрів адаптивної гідросистеми .....	143
5.3. Оптимізація параметрів перехресного зв'язку .....	150
5.4. Динамічні характеристики варіанта адаптивної гідросистеми з двома насосами .....	154
5.5. Статична характеристика адаптивної гідросистеми .....	160
5.6. Енергетичні характеристики адаптивної гідросистеми .....	162
5.7. Розподільник для адаптивних гідросистем .....	166
5.8. Алгоритм керування адаптивною гідросистемою .....	170
5.9. Модернізована схема мобільної машини БАМ-2014 .....	172

5.10. Порівняння втрат потужності в модернізованій та базовій гідросистемах мобільної машини БАМ-2014 .....	176
5.11. Висновки .....	182
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....	184
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	186
Додаток А.....	202
Додаток Б.....	204
Додаток В.....	205
Додаток Г.....	212
Додаток Д.....	213
Додаток Е.....	214
Додаток Ж.....	217

## ВСТУП

**Актуальність роботи.** В будівництві, сільському господарстві та в промисловості широко розповсюджені мобільні робочі машини на базі колісних тракторів. Такі машини оснащуються широкою номенклатурою змінних робочих органів: фронтальними навантажувальними ківшами, екскаваторним обладнанням, бурильними установками, відвалами, захватами різного призначення, щітками, маніпуляторами, крановими підвісками та ін. Це дозволяє виконувати із застосуванням таких машин велику кількість різноманітних операцій на протязі всіх сезонів року.

Для ефективного використання мобільних машин необхідно мати можливість регулювати швидкісні режими змінних робочих органів в широких діапазонах при одночасному забезпеченні високих значень ККД гідросистем цих машин.

Окрім того, на ряді операцій, які виконуються із застосуванням мобільних машин актуальною є адаптація режимів роботи їх гідросистем до зміни зовнішніх умов роботи та навантажень. Наприклад, виконання таких операцій як буріння потребує узгодження швидкісних режимів гідродвигунів, що забезпечують обертання шнека та його подачу. Від раціонального співвідношення частоти обертання шнека та його подачі залежить безперебійність процесу буріння, економічність та продуктивність роботи машини. Окрім того, режими роботи гідродвигунів при бурінні шнеком повинні адаптуватись до зміни властивостей ґрунту для запобігання перенавантаження гідросистеми, а також для не допущення заштибовки шнека, що дозволяє підвищити продуктивність процесу буріння, зменшити втрати потужності. Гідросистеми мобільних машин, що дозволяють забезпечувати регулювання швидкісних режимів робочих органів в широких діапазонах, узгодження швидкісних режимів одночасно працюючих гідродвигунів та адаптацію режимів роботи до зміни зовнішніх навантажень можуть бути створені на основі регульованих насосів, розподільників з пропорційним електрогідравлічним керування та контролерів. Такі гідросистеми можуть мати перехресні зв'язки між

контурами приводів різних гідродвигунів, що забезпечують можливість узгодження режимів їх роботи. На сьогоднішній день виробництво мобільних машин з такими гідросистемами в Україні не налагоджено.

Таким чином, створення адаптивних систем з перехресними зв'язками на базі регульованих насосів, розподільників з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролерів, які забезпечують узгодження режимів роботи декількох гідродвигунів, зменшення непродуктивних втрат, покращення експлуатаційних характеристик мобільних машин є актуальною науково-технічною задачею.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дослідження за темою дисертаційної роботи виконувалися згідно з науковим напрямком кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету в рамках науково-дослідної теми № 17-К-1 «Розроблення, дослідження та покращення характеристик гідроприводів технологічних та мобільних машин з пропорційним керуванням» (2017 – 2019 р. р.).

**Метою** роботи є, зменшення втрат потужності, покращення експлуатаційних характеристик мобільної машин за рахунок розроблення та застосування адаптивної гідросистеми з перехресним зв'язком

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі **задачі**:

1. Провести аналіз відомих схем гідросистем мобільних машин та робіт по дослідженню робочих процесів з метою виявлення можливостей зменшення втрат потужності та покращення експлуатаційних характеристик за рахунок розроблення нової схеми гідросистеми та забезпечення можливості адаптації режимів її роботи до зміни зовнішніх навантажень.

2. Обґрунтувати та запропонувати варіанти адаптивної гідросистеми на основі регульованих насосів, розподільників з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера, якій реалізує перехресний зв'язок та забезпечує узгодження швидкісних режимів робочих органів та їх адаптацію до зміни зовнішніх навантажень.

3. Розробити узагальнену математичну модель адаптивної гідросистеми на основі врахування змінних інерційних властивостей виконавчих механізмів, витратних характеристик розподільника, визначених на основі імітаційного моделювання течії робочої рідини по його каналам та експериментальних характеристики контролера, дослідити стійкість роботи адаптивної гідросистеми та вивчити вплив основних параметрів регуляторів на статичні та динамічні характеристики адаптивної гідросистеми.

4. Провести експериментальні дослідження адаптивної гідросистеми для підтвердження її роботоздатності, визначення характеристик та підтвердження адекватності математичної моделі.

5. Визначити оптимальні параметри регуляторів адаптивної гідросистеми та налаштування контролера, що забезпечують необхідну швидкодію та мінімізують перерегулювання по тиску.

6. Розробити алгоритм та програму керування гідросистемою для мобільної робочої машини, які забезпечує зменшення втрат потужності на основі адаптації режимів роботи до зміни зовнішніх навантажень та безперебійність виконання операції буріння, визначити ефективність застосування адаптивної гідросистеми в мобільній машині БАМ- 2014.

**Об'єкт дослідження** –робочі процеси в гідросистемі мобільної робочої машини.

**Предмет дослідження** – адаптивна гідросистема з перехресним зв'язком для мобільної робочої машини.

**Методи досліджень.** Теоретичні дослідження проводились на основі законів механіки та гідромеханіки, диференційного числення, теорії автоматичного керування, багатокритеріальної оптимізації, а також із застосуванням імітаційного моделювання з використанням сучасних програмних продуктів MATLAB-Simulink, Autodesk Simulation SFD, КОМПАС-3D, Datafit. Експериментальні дослідження виконані на спеціальному експериментальному стенді, оснащеному високоточними контрольно-вимірювальними приладами. Результати експериментальних досліджень оброблялись із застосуванням

методів математичної статистики та планування експериментів. Використане середовище ID для розроблення програм керування контролером.

### **Наукова новизна.**

1. Вперше науково обґрунтована та розроблена узагальнена математична модель адаптивної гідросистеми, яка включає опис змінних інерційних властивостей виконавчих механізмів, витратні характеристики пропорційного розподільника, визначені на основі цифрового моделювання течії робочої рідини по його каналам, та експериментальні характеристики контролера з підсилювачем, що адекватно описує робочі процеси в адаптивній гідросистемі та дозволяє визначити оптимальні значення параметрів регуляторів і налаштування контролера, побудувати алгоритм керування гідросистемою, для забезпечення зменшення втрат потужності та покращення експлуатаційних властивостей машини.

2. Удосконалена структура адаптивного регулятора, який формує сигнал перехресного зв'язку у вигляді суми основної і корегувальної складових та знайдена залежність між величиною коефіцієнта передачі корегувальної складової та часом її затримки по відношенню до основної складової, яка дозволяє забезпечити стійкість роботи адаптивної гідросистеми на всіх режимах її роботи.

3. Вперше визначено залежності між коефіцієнтом підсилення робочого вікна і площею дроселя регулятора насоса, а також коефіцієнтом підсилення робочого вікна і площею демпфера клапана перепаду тиску, які забезпечують процеси регулювання параметрів руху, що дозволяє зменшити в адаптивній гідросистемі час регулювання на величину до 35%, а перерегулювання на величину до 50% в залежності від режимів роботи.

4. Удосконалено алгоритм та програму керування адаптивною гідросистемою мобільної машини, що забезпечує в процесі шнекового буріння раціональне співвідношення між частотою обертання шнека та його подачею, при якому зменшуються втрати потужності в гідросистемі та забезпечується безперебійність процесу буріння в робочому циклі.



**Практичне значення одержаних результатів.** Розроблено нову схему адаптивної гідросистеми на основі регульованих насосів, розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера. Гідросистема забезпечують одночасну роботу двох гідродвигунів при можливості пропорційного регулювання та стабілізації їх швидкості, а також необхідне співвідношення між величинами швидкостей гідродвигунів.

Розроблено нову конструкцію розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням величини потоку. Створено алгоритм та програму керування адаптивною гідросистемою, які забезпечують зміну швидкісних режимів гідродвигунів в залежності від зміни зовнішніх навантажень, що забезпечує безперебійність роботи робочого органу машини при бурінні.

Втрати потужності в розробленій адаптивній гідросистемі на операції буріння шнеком діаметром 400 мм в контурі основного руху зменшуються на величину від 7,7 кВт до 13,7 кВт, а в контурі привода подачі на величину від 13,3 кВт до 15,6 кВт в залежності від режимів роботи в порівнянні з базовою гідросистемою мобільної машини БАМ-2014. Гідравлічний ККД в розробленій адаптивній гідросистемі зростає у порівнянні з гідросистемою мобільної машини БАМ-2014 для контуру привода подачі шнека на операції буріння з 25% до 83%, а для контуру привода обертання шнека з 49% до 82%.

Схема модернізованої гідросистеми для машини БАМ-2014, документація на секційний розподільник з пропорційним електрогідравлічним керуванням, алгоритм та програма керування адаптивною гідросистемою впроваджені в машинобудівній компанії «Будагромаш» м. Київ. Визначено, що очікуваний річний економічний ефект обумовлений зменшенням витрати пального для однієї мобільної машини з розробленою адаптивною гідросистемою становить 44880 грн.

Експериментальний стенд для досліджень адаптивної гідросистеми на базі регульованого насоса, розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера, а також програма для розрахунку статичних, динамічних та енергетичних характеристик адаптивної гідросистеми

впроваджені у навчальний процес у Вінницькому національному технічному університеті.

Розроблена схема адаптивної гідросистеми, конструкція секційного розподільника можуть бути використані також при розробці гідроприводів інших мобільних машин, в яких необхідно забезпечити регулювання, стабілізацію та узгодження швидкісних режимів роботи гідродвигунів, таких, як бурильно-кранові машини БКМ-2М, БКМ-3У. Результати роботи можуть бути використані також на Харківському тракторному заводі, Дрогобицькому заводі автомобільних кранів, Турбівському машинобудівному заводі, Калинівському машинобудівному заводі.

**Особистий внесок здобувача.** Основні наукові результати роботи одержано автором особисто. Вони являють собою обґрунтування та розроблення нової схеми адаптивної гідросистеми з перехресним зв'язком, вдосконалення структури адаптивного регулятора та визначення його раціонального налаштування. Розроблення математичної моделі адаптивної гідросистеми та знаходження оптимальних значень параметрів регуляторів. Розроблення алгоритму та програми керування адаптивною гідросистемою для покращення її характеристик. Постановка мети роботи, визначення задач та формулювання висновків виконані у співпраці з науковим керівником.

**Апробація результатів роботи.** Основні результати роботи доповідались та отримали позитивну оцінку на Міжнародних науково-технічних конференціях International Conference on Innovative Research – ICIR EUROINVENT-2017 Jasy, Romania, 2017, Асоціації спеціалістів промислової пневматики та гідравліки «Промислова гідравліка та пневматика» м. Вінниця (2017 р.), м. Львів (2018 р.), м. Київ (2020 р.), на I Міжнародній науково-технічній конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» м. Вінниця 2019 р., на Науково-технічних конференціях науково-педагогічних працівників Вінницького національного технічного університету у 2019 та 2020 роках, Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ 2020р.). Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалась і була схвалена на розширеному засіданні кафедри технологій та автоматизації

машинобудування Вінницького національного технічного університету в жовтні 2020 р

**Публікації.** За матеріалами дисертації опубліковано 18 наукових праць, у тому числі 6 статей у наукових фахових виданнях (з них 1 стаття у періодичному науковому виданні держави, що входить до ЕС), 1 патент України на корисну модель, 11 тез в збірниках праць науково-технічних конференцій.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається із анотації, вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи викладно на 213 сторінках машинописного тексту, з них: 162 сторінок основного тексту, 96 рисунків, 14 таблиць, списку використаних джерел із 137 найменувань на 15 сторінках, 5 додатків на 12 сторінках.

## РОЗДІЛ 1

### ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОСИСТЕМ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Останнім часом в промисловості, будівництві та сільському господарстві все ширше застосовуються мобільні робочі машини з гідроприводом [2, 24, 42, 75, 91]. Такі машини мають, як правило, декілька робочих органів і можуть виконувати різноманітні операції. Це дозволяє використовувати мобільні робочі машини для виконання широкої номенклатури робіт на протязі року.

#### 1.1. Мобільні машини з гідроприводом

На рис. 1.1 представлена бурильно-кранова машина БМ-205Д [63].



Рис. 1.1. Бурильно-кранова машина БМ-205Д

Машина змонтована на тракторі МТЗ-80 і додатково обладнана бурильною щоглою 1 з обертачем 3 та бурильним інструментом 4. На машині також встановлено також кранове обладнання 2, фронтальний навантажувальний ківш 5, а також аутригери 6. Машина дозволяє бурити шурфи до 800 мм на глибину до 2,5 м в ґрунтах до VI категорії. Передбачена можливість встановлення опор ліній електропередачі, планування невеликих будівельних ділянок, а також виконання навантажувальних робіт та транспортування сипучих матеріалів на невеликі відстані. Для стабілізації положення машини при бурінні та роботі кранової установки передбачені аутригери. Машина оснащена

гідравлічною системою для привода основних виконавчих механізмів: обертача, подачі бурильного інструменту, кранової установки, навантажувального ківша, відвалу та аутригерів. Гідросистема побудована на основі декількох шестеренних нерегульованих насосів та розподільників релейного типу, що в певній мірі ускладнює регулювання швидкісних рухів виконавчих механізмів та породжує надлишкові втрати потужності при невеликих швидкостях виконання робочих рухів.

На рис. 1.2 представлена бурильно-кранова машина БКМ-3У на базі трактора ХТА-200.



Рис. 1.2. Бурильно-кранова машина БКМ-3У

Машина оснащена стрілою 1, на якій закріплений гідромотор 3 з бурильним інструментом 4. На стрілі 2 змонтовано телескоп 2, що приводиться до руху за допомогою гідроциліндра 8. Привод стріли забезпечує гідроциліндри 5. На машині встановлено також відвал 7 з гідроприводом. Для стабілізації положення цієї машини в процесі роботи, вона оснащена аутригерами 6. Машина забезпечує буріння шурфів діаметром до 600 мм та глибиною до 3 м. Кранова підвіска дозволяє переміщати вантажі масою до 2000 кг на висоту до 7 м. Привод бурильного інструменту гідравлічний. Гідросистема машини включає два шестеренних насоси та розподільники релейного типу, що ускладнює регулювання швидкісних режимів руху робочих органів в широких діапазонах при роботі в нижньому діапазоні регулювання має місце втрата потужності в гідросистемі за рахунок перепуску частини подачі насосів в бак через запобіжно переливний клапан.

На рис. 1.3 представлена мобільна машина БАМ-2014 на базі трактора МТЗ-80.



Рис. 1.3. Мобільна машина БАМ-2014

Мобільна машина БАМ-2014 має суцільну раму на якій монтуються виконавчі механізми задньої та передньої навісок. В якості задньої навіски може використовуватись екскаваторне обладнання на стрілі 1 з різними типами ковшів та захватів, в тому числі і маніпулятори, підйомники, кранова підвіска та бурове обладнання. В якості передньої навіски 2 можуть використовуватись відвали, фронтальні навантажувальні ковші та різноманітні захватні пристрої. Гідросистема машини БАМ-2014 побудована на двох нерегульованих насосах та трьох розподільниках релейного типу. Оскільки передбачається експлуатація машини із значним шлейфом змінних виконавчих механізмів, то для їх ефективного використання необхідно мати змогу регулювати швидкості робочих рухів в широких діапазонах і одночасно забезпечувати роботу гідросистеми з величинами тисків, що відповідають поточним значенням навантажень. В табл. 1.1 представлено характеристику режимів роботи виконавчих механізмів. Так діапазон зміни подач до виконавчих механізмів становить  $Q = (0,1 \dots 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , а діапазон зміни тисків  $p = (2,0 \dots 18,0) \text{ МПа}$ . При регулюванні параметрів роботи гідросистеми на базі нерегульованих насосів та розподільників релейного типу в ній будуть виникати значні втрати потужності, обумовлені перепуском частини подачі насосів під високим тиском в бак. Це буде супроводжуватись надлишковою витратою пального двигуном машини та необхідністю захисту гідросистеми від перегріву шляхом інтенсивного охолодження.

## 1.2. Огляд гідросистем мобільних машин та бурильних установок

На рис. 1.4 представлена гідросистема бурильної установки СКБ – 4 [41].

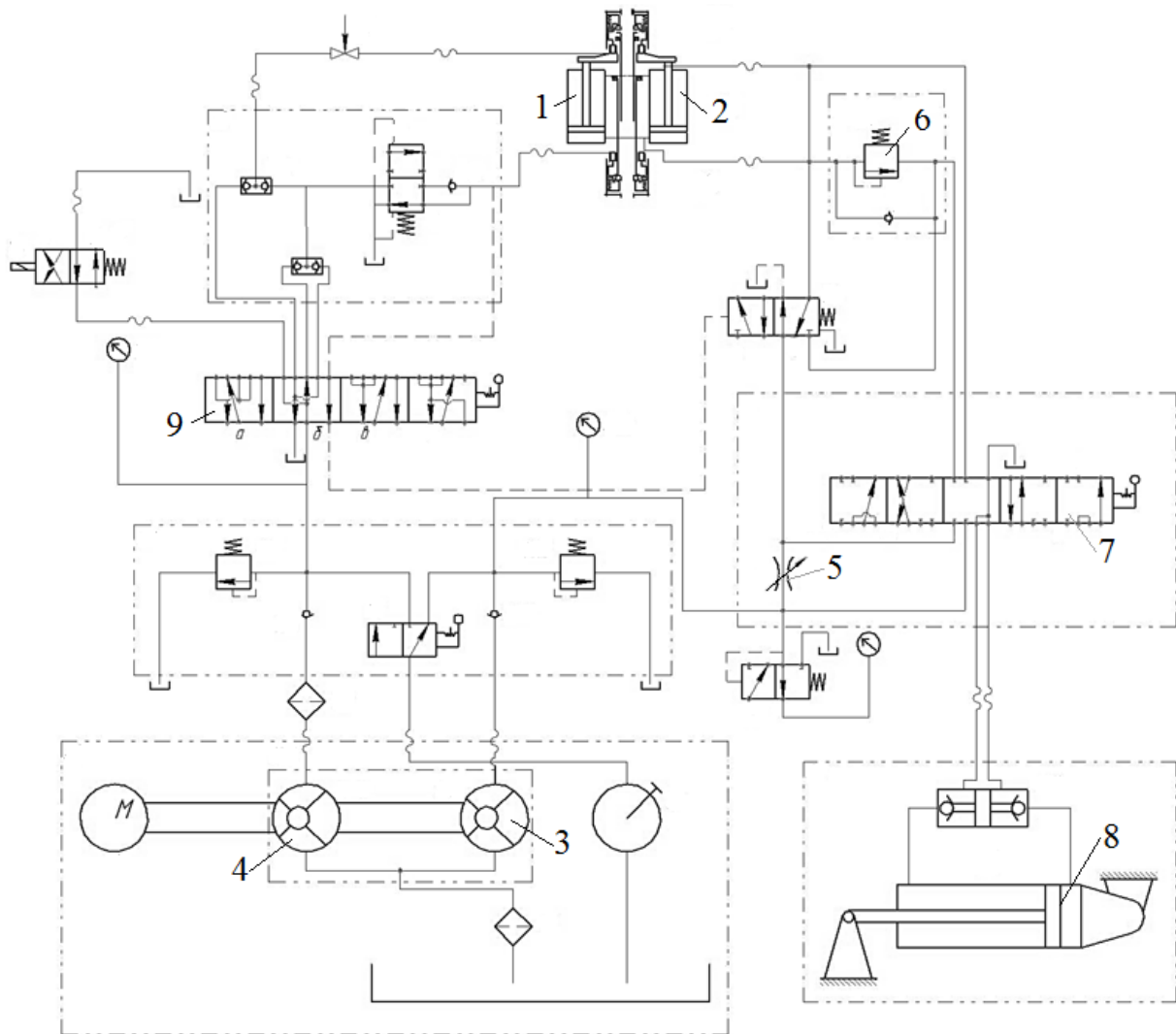


Рис. 1.4. Гідросистема бурильної установки СКБ – 4

Установка має електромеханічний привод обертання бурильного інструменту з коробкою зміни частот обертання. Частоту обертання бурильного інструменту можливо змінювати ступінчасто в залежності від категорії ґрунту та його структури. Подача інструмента при бурінні забезпечується гідроциліндрами 1 та 2, які живляться від нерегульованого насоса 3. Зусилля з яким інструмент тисне на ґрунт в процесі буріння регулюється дроселем 5 та налаштуванням клапана 6. Це зусилля може регулюватись безступінчасто в

широкому діапазоні. Окрім того від насоса 3 приводиться до руху через гідророзподільник 7 гідроциліндр 8, який забезпечує переміщення шпинделя в горизонтальному напрямку. Від насоса 4 через гідророзподільник 9 приводяться до руху гідроциліндри верхнього та нижнього гідропатронів.

Недоліком бурильної установки СКБ – 4 є те, що обертання бурильного інструменту забезпечується громіздким і масивним електромеханічним приводом. Регулювання величини зусилля з яким бурильний інструмент діє на ґрунт забезпечується дросельними елементами у взаємодії з нерегульованим насосом. При необхідності регулювання величини цього зусилля виникають значні втрати потужності в гідросистемі подачі.

На рис. 1.5 представлена гідросистема установки УКБ – 200/300 [41].

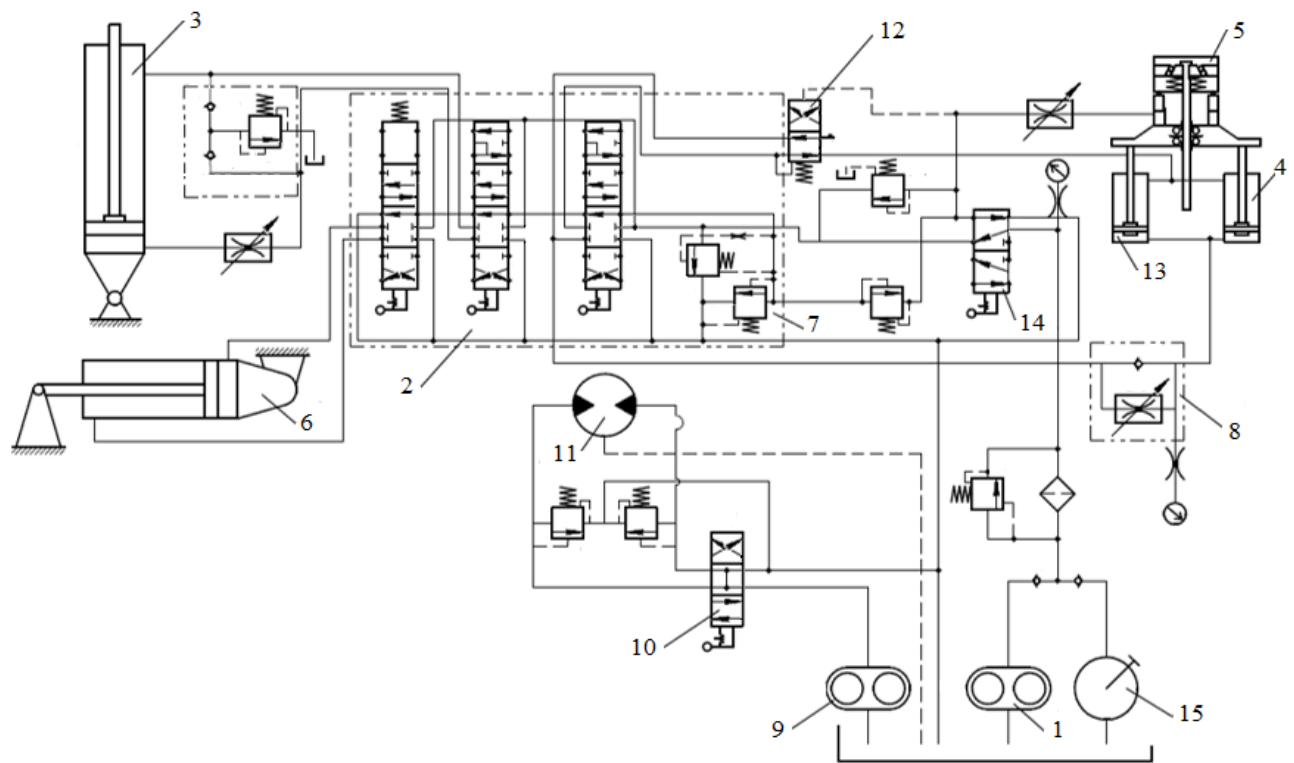


Рис. 1.5. Гідросистема установки УКБ – 200/300

Гідросистема використовується в бурильних установках, а також при монтажі бурильної установки на шасі вантажного автомобіля. Гідросистема включає насос 1, від якого через гідророзподільник 2 підключається гідроциліндр встановлення штанги 3 та переміщення установки 6. Також через розподільники 2 та 12 приводяться до руху гідроциліндри 4 та 13 привода подачі



інструмента, а через гідророзподільник 14 гідроциліндри 5 патрона, що затискає інструмент. Швидкість подачі інструмента може безступінчасто регулюватись дроселем 8. Від насоса 9 через гідророзподільник 10 приводиться до руху гідромотор 11, який забезпечує розгвинчування штанги. Насос 15 з ручним приводом забезпечує роботу гідросистеми в аварійному режимі. Недоліком цієї гідросистеми є те, що для забезпечення регулювання величини подачі бурильного інструмента використовується регулювання за допомогою дроселя 8. При зменшенні величини подачі інструмента частина робочої рідини, що подається нерегульованим насосом 1 буде через клапан 7 перетікати в бак, що призводить до втрат потужності в гідросистемі. Ще одним суттєвим недоліком установки УКБ-200/300 є те, що привод шпинделя забезпечується механічним приводом із ступінчастою коробкою передач. Це суттєво збільшує габарити і масу привода шпинделя установки, ускладнює захист двигуна від перенавантаження.

На рис. 1.6 представлена гідросистема мобільної установки УРБ-А2-Д [41].

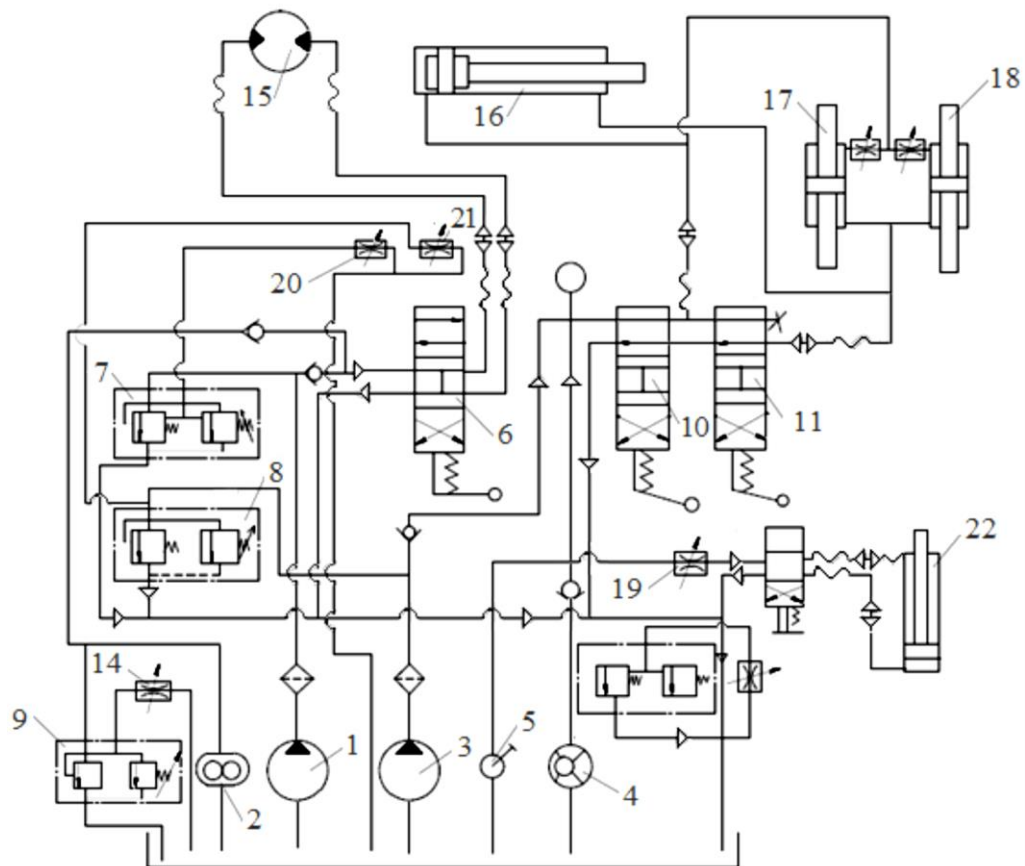


Рис. 1.6. Гідросистема мобільної установки УРБ-2А2-Д

Можливості регулювання частоти обертання та швидкості подачі інструмента в цій гідросистемі розширені за рахунок використання чотирьох нерегульованих насосів різного робочого об'єму. Насос 1 через гідророзподільник 6 забезпечує швидке обертання реверсивного гідромотора 15, що приводить до руху бурильний інструмент, а насос 2 забезпечує повільне обертання гідромотора 15. Тиски на виході насосів 1 та 2 можуть регулюватись за допомогою клапана 9 та дроселя 14. Нерегульований насос 3 забезпечує роботу аутригерів 17 та 18, а також через розподільники 10 та 11 привод гідроциліндра 16 подачі інструмента. Рух гідроциліндра 16 може бути забезпечений також від насоса 4. Регулювання швидкості руху гідроциліндра 16 забезпечується дроселем 19. Від насоса 4 забезпечується підйом та опускання щогли установки (гідроциліндр 22). Насос 5 призначений для аварійного підйому інструмента та опускання щогли. Можливості регулювання величини швидкості обертання та подачі інструмента в гідросистемі установки УРБ – 2А2 – Д суттєво розширені у порівнянні з гідросистемами установок СКБ – 4 та УКБ – 200/300 за рахунок використання 4 насосів. Однак необхідно відмітити, що застосування дросельного регулювання параметрів руху інструмента буде також супроводжуватись втратами потужності, хоча і в меншій мірі. Недоліком гідросистеми установки УРБ-2А2-Д можна вважати також і збільшення габаритів та маси насосної станції за рахунок використання 4 насосів.

В бурильній установці СБР-160 [41] обертання бурильного інструменту забезпечується від регульованого електродвигуна. Швидкій підйом інструменту із забою виконується лебідкою з електромеханічним приводом через систему поліспада. Гідросистема бурової установки СБР-160 виконує наступні функції: регулювання подачі інструмента під час буріння, вирівнювання по горизонталі установки, підйом та опускання щогли, подачу штанг на вісь свердловини, центрування штанг при збірці та розбірці штанг, з'єднання та роз'єднання обертача зі ставом, встановлення вилки для утримання става при демонтажі. Гідросистема СБР-160 (рис. 1.7) включає два насоса 1 та 2. Клапан 3 з електричним керуванням забезпечує захист гідросистеми від перенавантаження.

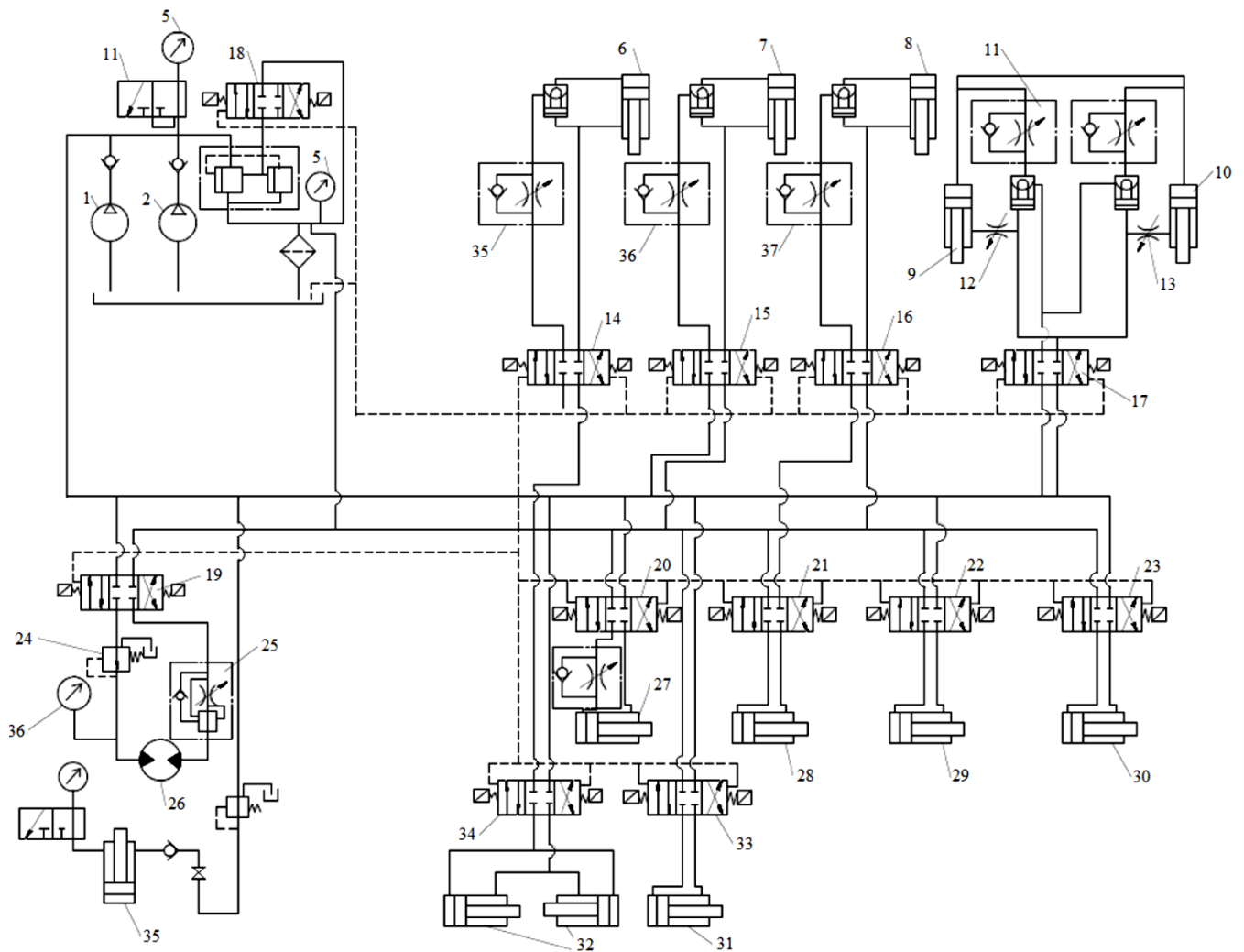


Рис. 1.7. Гідросистема установки СБР-160

До насосів 1 та 2 паралельно підключені всі споживачі, що забезпечують роботу установки. Гідроциліндри 6, 7, 8, що підключені через розподільники 14, 15, 16 і оснащені гідрозамками і забезпечують горизонтування установки під час буріння. За допомогою гідроциліндрів 9 та 10, оснащених регульованими дроселями 10, 11, 12, 13 забезпечується встановлення щогли в робочу позицію та переведення її в транспортне положення. Гідроциліндри 32, що підключені через гідророзподільник 34, забезпечує роботу центратора, а гідроциліндр 27 – роботу храпового механізму. Гідроциліндр 28, що підключений через гідророзподільник 21 приводить до руху фіксуючу вилку, а гідроциліндри 29 та 30, що підключені через розподільники 22 та 23 забезпечують рух касети. Гідромотор 26, що підключений через гідророзподільник 19 забезпечує роботу механізму подачі

бурильного інструменту. Величину подачі можливо налаштовувати за допомогою регулятора потоку 25, а величину тиску на вході в гідромотор за допомогою редукційного клапану 24. Тиск на вході в гідромотор 26 визначає зусилля, з яким бурильний інструмент діє на породу в процесі буріння. Циліндр 35 забезпечує натяг каната, що приводить до руху бурильний інструмент в осьовому напрямку.

Недоліками гідросистеми установки СБР-160 є те, що для регулювання величини подачі бурильного інструменту використовуються дросельні апарати – регулятор подачі 25 та редукційний клапан 24. При зменшенні величини подачі бурильного інструменту відповідно будуть зростати втрати потужності в гідросистемі, обумовлені перепуском надлишку подачі насосів 1 та 2 в бак.

На рис. 1.8 представлена гідросистема бурильно-кранової машини БМ-205Д [63]. Гідросистема включає нерегульований насос 1, який подає робочу рідину через гідророзподільник 2 до регульованого гідромотора 3. Система керування 15 гідромотора 3 забезпечує роботу бурильного обладнання з мінімальною та максимальною частотами обертання. Від нерегульованого насоса 4 через гідророзподільник 5 приводяться до руху гідроциліндри 13 та 14 бурильного обладнання, гідроциліндр 7 приводу штанги, гідроциліндри 8 та 11 кранового обладнання, гідроциліндри 9 та 10 гідродомкратів та гідромотор 12 лебідки крана.

Недоліком гідропривода бурильно-кранової машини БМ-205Д є відсутність засобів регулювання величини подачі штанги. При уповільненні руху штанги внаслідок буріння твердих ґрунтів, частина рідини насоса 4 буде зливатись в бак під високим тиском на який налаштовані клапани гідророзподільників 5 та 6. Це буде супроводжуватись втратою потужності в гідросистемі бурильно-кранової машини.

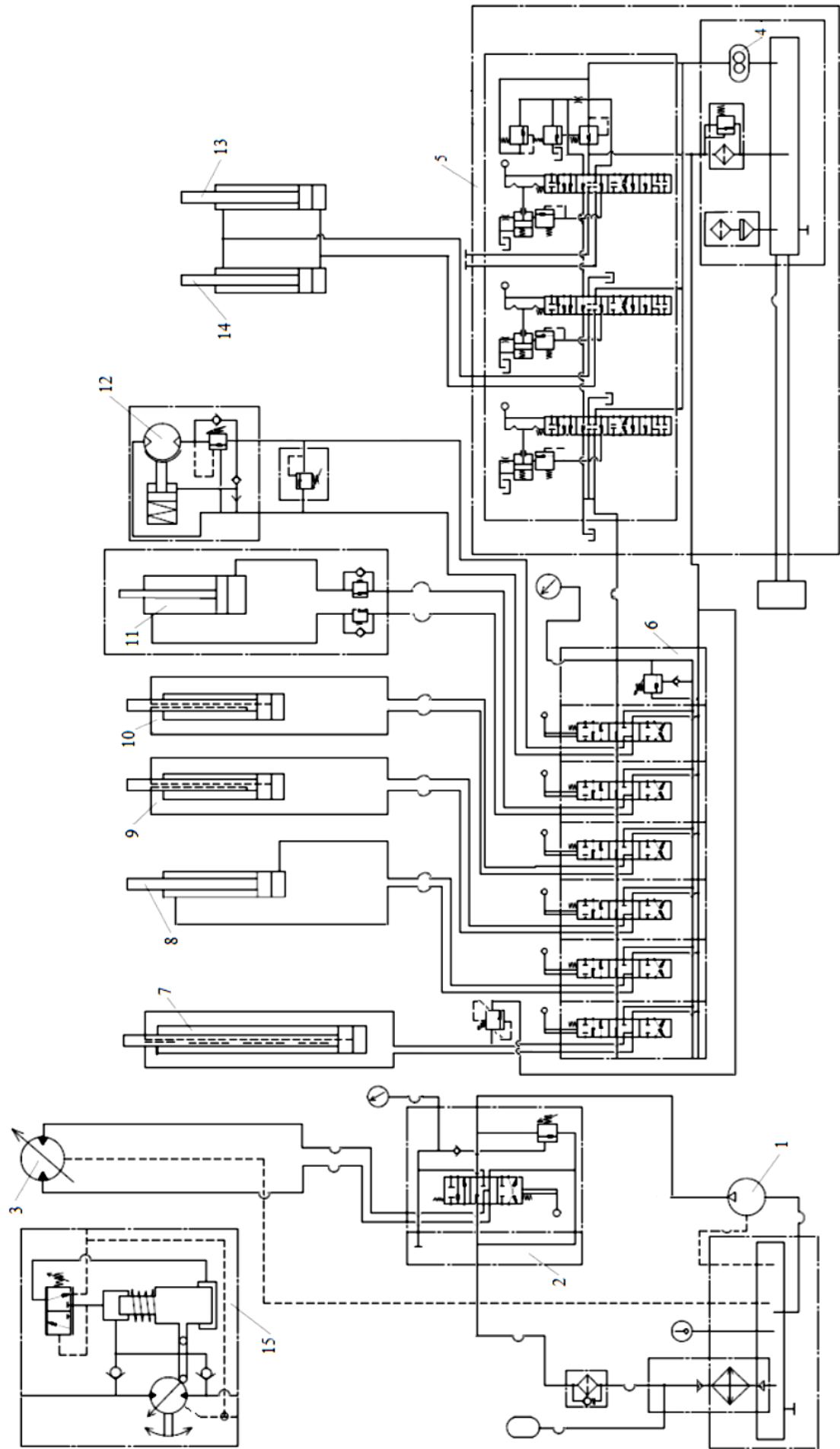


Рис. 1.8. Гідросистема буровийно-кранової машини БМ-205Д

На рис. 1.9 представлена гідросистема бурильно-кранової машини БКМ-2М.

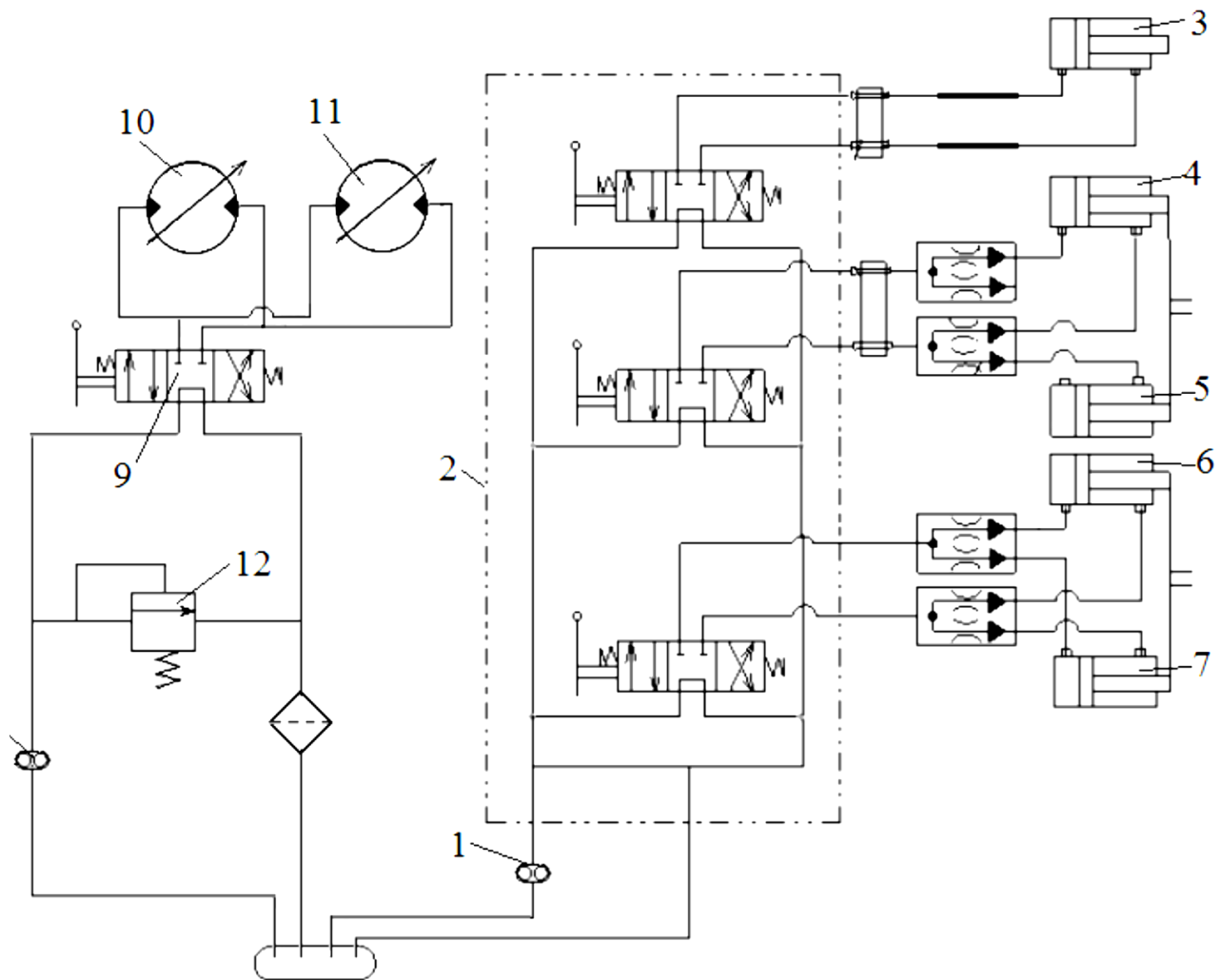


Рис 1.9. Гідросистема бурильно-кранової машини БКМ-2М

Гідросистема включає нерегульований насос 1, який через розподільник 2 подає робочу рідину до гідроциліндра 3, що приводить до руху гусак кранового обладнання та до гідроциліндрів 4, 5 установочної стріли. Через розподільник 2 масло від насоса 1 поступає також до гідроциліндрів 6, 7, які приводять до руху бурову стрілу. Гідросистема включає також нерегульований насос 8, який через розподільник 9 приводить до руху два гідромотора 10 та 11. Гідромотори 10 та 11 приводять до руху шнек при бурінні. Регулювання швидкості подачі шнека при бурінні може забезпечуватись оператором за допомогою золотника розподільника 2. При зменшенні швидкості величини подачі шнека за рахунок

часткового перекриття робочого вікна золотника розподільника 2 частина робочої рідини буде перепускатись під високим тиском в бак через запобіжний клапан розподільника.

При необхідності зміни частоти обертання паралельно підключених гідромоторів 10 та 11 змінюють відкриття робочого вікна розподільника 9. При цьому частина від насоса 8 буде поступати в бак під тиском, що визначається налаштуванням клапана 12. Регулювання частоти обертання шнека та швидкості його подачі пов'язане з додатковими витратами потужності в гідросистемі за рахунок перепуску в бак частини рідини, що подається нерегульованим насосом.

На рис. 1.10 представлена гідросистема мобільної машини БАМ-2014 [33, 100]. Гідросистема включає два нерегульованих насоса 1 та 2, бак 16 та фільтр 17. На виході насосів підключено три секційних розподільника 3, 4, 5, що разом налічують 10 робочих секцій. До розподільника 3 підключено гідроциліндри: 6 – ківшу; 7 – рукояті; 8 – стріли екскаватора. До розподільника 4 підключено гідроциліндри 9 та 10 повороту стріли, 11 та 12 привода аутригерів. До розподільника 5 підключено гідроциліндри 13 та 14 приводу відвалу або фронтального навантажувального ківшу. Мобільна робоча машина має значну кількість змінних виконавчих механізмів: екскаваторне обладнання, фронтальний навантажувач, грейферне та бурильне обладнання, гідромолот, кранову підвіску, дорожні щітку і каток та ін. При використанні змінних виконавчих механізмів використовуються гідроциліндри, що встановлені на машині або, в разі необхідності, вони замінюються на гідроциліндри інших типорозмірів або гідромотори. Наявність великої номенклатури змінних виконавчих механізмів для такої машини передбачає можливість зміни швидкісних режимів руху для оптимального виконання різних технологічних операцій. Однак використання в гідросистемі мобільної робочої машини нерегульованих насосів, розподільників релейного типу та дроселюючих елементів не дозволяє здійснювати регулювання швидкості руху виконавчих механізмів в широких діапазонах без значних втрат потужності в гідросистемі.

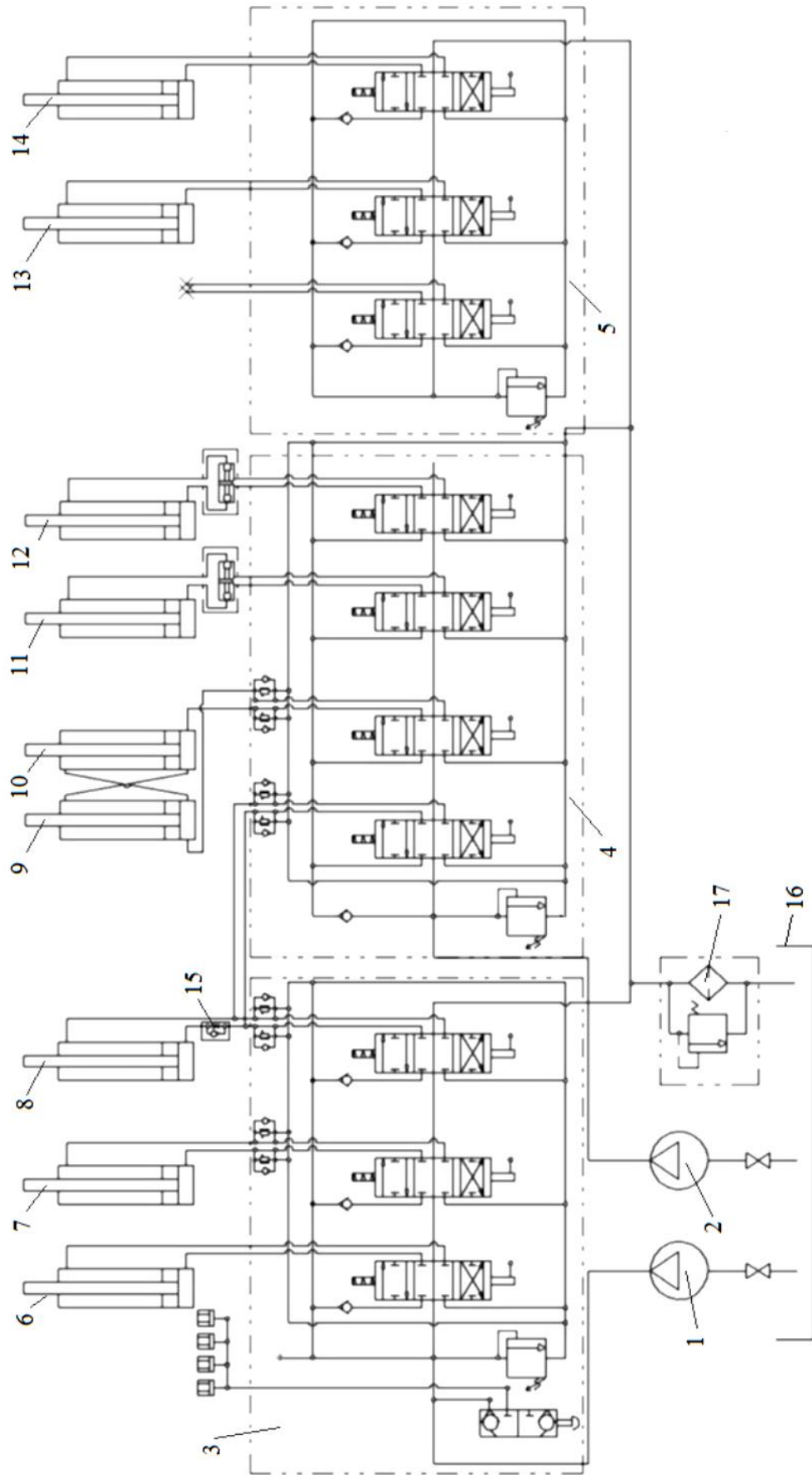


Рис. 1.10. Гідросистема мобільної машини БАМ-2014



Останнім часом спостерігається перехід в мобільних та технологічних машинах на гідросистеми з регульованими насосами та пропорційною апаратурою [6, 12, 20, 68, 93, 97, 107, 124, 125, 134, 135]. В роботах [90, 84, 89] представлено адаптивну гідросистему технологічної машини (рис. 1.11).

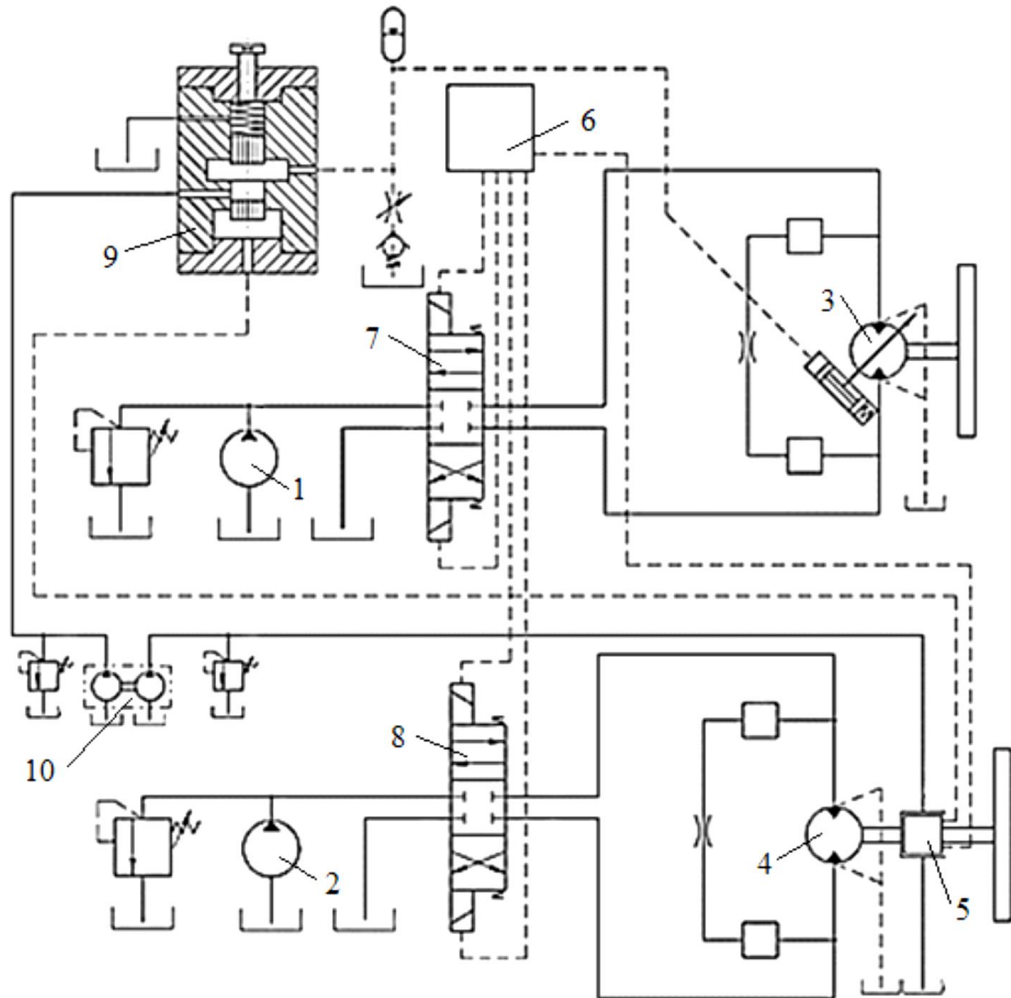


Рис. 1.11. Адаптивна гідросистема технологічної машини

Адаптивна гідросистема включає нерегульовані насоси 1 та 2, регульований 3 та нерегульований 4 гідромотори, гідромеханічний датчик 5 апаратно-програмний модуль 6, розподільники 7 та 8 з електрогідравлічним керуванням, клапан 9 з гідравлічним керуванням, насосну станцію 10 для системи керування. Гідросистема забезпечує величини подачі інструмента бурильної установки УРБ-2,5. Подача змінюється в залежності від зміни навантаження на приводі головного руху.

Значна кількість робіт вітчизняних та зарубіжних дослідників присвячена вивченню особливостей робочих процесів в сучасних гідросистемах з пропорційним керуванням [8, 60, 61, 86, 92, 101, 103, 119, 126].

В роботах [90, 84, 89] представлена узагальнена нелінійна математична модель адаптивної гідросистеми. Модель описує роботу гідросистеми в рамках типового технологічного циклу буріння. Механічна система представлена як двомасова, з урахуванням пружних властивостей приводів від гідромоторів до супортів. Модель механічної системи доповнена рівняннями, що описують роботу гідравлічних елементів та навантажень на інструмент. Математична модель оброблялась в середовищі Matlab-Simulink. В результаті обчислена типова осцилограма процесу адаптації привода подачі інструмента до зміни навантаження. Визначено, що в запропонованій адаптивній гідросистемі забезпечується стійкість роботи і показники перехідних процесів не перевищують встановлених норм. Знайдена залежність частоти обертання валу гідромотора подачі інструмента від частоти обертання валу гідромотора основного руху, на основі якої можуть створюватись гідросистеми нових установок з необхідними характеристиками.

В роботі [130] представлено ряд гідросистем для мобільних робочих машин, зокрема для машин, що працюють в лісовому господарстві. Гідросистеми побудовані на основі одного регульованого насоса з автоматичним регулятором продуктивності, пропорційних розподільників регуляторів потоку та контролера. В гідросистемі використано пропорційне електрогідравлічне керування регуляторами потоку та регулятора насоса. Застосовано контролер, що реалізує РІ-закон регулювання в динамічних режимах роботи. Проведено імітаційне дослідження роботи гідросистем. Імітаційні дослідження перевірені експериментальними. Відмічене, що гідросистеми з електрогідравлічним пропорційним керуванням знаходять все більше застосування в мобільних робочих машинах наряду з широко розповсюдженими традиційними гідросистемами постійного потоку та гідросистемами з LS-регулюванням.

В роботі [114] розглянута електрогідравлічна гідросистема для мобільної робочої машини (рис. 1.12).

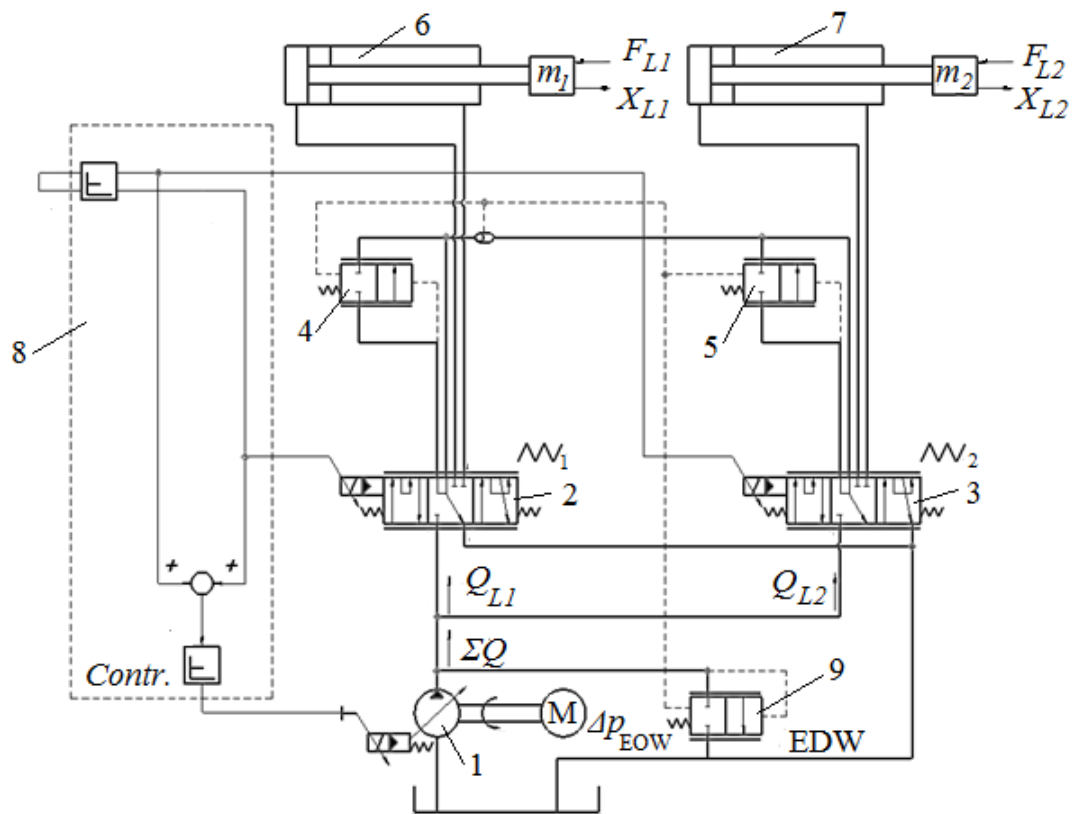


Рис. 1.12. Електрогідравлічна гідросистема для мобільної машини

Гідросистема включає регульований насос 1, розподільника 2 та 3 з електрогідравлічним керуванням, клапани 4, 5, 9 гідроциліндри 6, 7 та контролер. Гідросистема забезпечує узгоджений рух гідроциліндрів 6 та 7 в залежності від сигналу джойстика, що надходить до розподільників 2 та 3 і регулятора насоса 1. Відмічено, що нова електрогідравлічна гідросистема у порівнянні з гідросистемами, що мають тільки гідравлічне LS-керування забезпечує кращу керованість, енергетичну ефективність та високі динамічні характеристики.

В роботах [49, 55] наведені схеми гідросистем мобільних машин з керуванням чутливим до навантаження. Наведені вимоги до гідросистем мобільних машин. Час регулювання має становити 1,0...1,2 с, перерегулювання по тиску  $\sigma \leq 30\%$ , коливальність в перехідних процесах не більше 4, точність стабілізації швидкості руху гідродвигунів  $\pm 5\%$ . Наведені результати досліджень гідросистем чутливих до навантаження з гідравлічним та пропорційним електрогідравлічним керуванням. Представлені конструкції розподільників для

гідросистем мобільних машин. Розглянуті питання адаптації режимів роботи гідросистем до зміни зовнішніх навантажень.

В сучасних гідросистемах широко застосовують контролери, які надають можливість пропорційного та програмного керування та забезпечують адаптацію режимів роботи до зміни зовнішніх умов роботи та навантажень [9, 17, 18, 19, 31, 35, 64, 65, 73, 87, 98, 109, 110].

Фірма ATOS (Італія) розробила та випускає пропорційні клапани витрати типу QVNZO [81]. Це клапани прямої дії, які забезпечують можливість контролю величини витрати незалежно від величини навантаження в гідросистемі. одночасно клапани цього типу забезпечують можливість пропорційного і дистанційного керування витратою, що надходить до споживача. Клапан включає пропорційний електромагніт з підсилювачем. Для підвищення точності керування величиною витрати пропорційний електромагніт може оснащуватись індуктивним датчиком зворотного зв'язку. До складу клапана входять також регульований дросель та клапан перепаду тиску. Клапани випускають на максимальну витрату 90 л/хв, перепад керування на регульованому дроселі не перевищує 1,0...1,2 МПа, гістерезис 0,5 %, час спрацювання клапана до 45 мс, похибка стабілізації витрати не перевищує 3 %. Призначення клапана – застосування в промислових гідросистемах з пропорційним електрогідравлічним керуванням при необхідності точного регулювання параметрів гідросистеми.

В роботі [136] розглянуто електрогідравлічний пристрій для імітації статичного навантаження. Використано контролер, що забезпечує реалізацію зворотного зв'язку у пристрою для імітації навантаження. Наявність такого зворотного зв'язку забезпечує компенсацію сили тертя, підвищує точність роботи електрогідравлічного пристрою та розширення допустимої смуги пропускання. Запропонований метод керування підтверджено експериментально.

В роботі [129] розглянута електрогідравлічна гідросистема керування гідроциліндром на основі сервоклапана та контролера. Для запропонованої схеми розроблено новий алгоритм динамічного керування. Розроблено математичну модель для перевірки ефективності запропонованого алгоритму

керування. Проведені дослідження підтвердили високу ефективність запропонованих схеми та алгоритму керування, що проявилось у високій швидкодії, здатності зменшувати збурення та хороших можливостях у процесі вистежування необхідної позиції гідроциліндра.

В роботі [127] розглянуто роботу гідросистему мобільної машини на основі двопозиційних клапанів з електричним керування та пропорційних клапанів. В гідросистемі забезпечується незалежне керування гідродвигунами. Виконано порівняння гідросистем верстатів на основі двопозиційних та пропорційних клапанів при різноманітних робочих траєкторіях та з різними масами вантажу з точки зору втрат потужності в робочому циклі. Показані шляхи зменшення втрат потужності на величину до 44 %.

В роботі [113] представлена гідросистема мобільної робочої машини на основі регульованих розподільників з електричним керуванням та контролера. Застосована система датчиків, в тому числі частоти обертання валу двигуна, яка дозволяє здійснювати ефективний поточний моніторинг за використанням енергії в гідросистемі. Розроблений алгоритм для контролера дозволяє керувати гідросистемою при мінімальних втратах потужності. В подальшому планується розробити алгоритм, що здатний до самонавчання в процесі роботи. Це має забезпечити ще вищий рівень економії енергії при роботі гідросистеми.

В роботі [133] представлена гідравлічна схема мобільної робочої машини з пропорційним електрогідравлічним керуванням. Проведено моделювання робочих процесів в гідросистемі. Машина має дистанційне радіокерування. Розв'язується задача забезпечення процесу керування рухом мобільної робочої машини. Доведена адекватність розробленої моделі гідросистеми машини. Виявлені недоліки в системі керування на основі визначення особливостей протікання робочих процесів. Вдосконалена система керування основним запобіжним клапаном гідросистеми машини. Розглянута можливість встановлення байпасних клапанів паралельно гідромоторам, що дозволяє підвищити керуваність машини. Розроблено рекомендації щодо застосування компенсаторів тиску в гідросистемі.

В роботі [108] представлена система керування гідроциліндром на основі електрогідравлічного сервоклапана. Сформовано необхідний закон керування гідроциліндром, реалізація, якого забезпечується застосуванням лінійного зворотного зв'язку по зусиллю на основі ПД-регулятора. Запропоновані засоби покращення показників закону керування за рахунок вдосконалення реалізації зворотного зв'язку. Досліджено стійкість системи до зміни параметрів моделі системи керування. Контролер допускає певне відхилення параметрів в процесі роботи гідросистеми.

В роботі [105] досліджено роботу привода маніпулятора в динамічному режимі. Відмічається, що на точність роботи маніпулятора суттєво впливають гістерезис та сили тертя, а також витік рідини в клапанах керування. Розглянуто можливість підвищення точності роботи гідропривода за рахунок використання різних типів зворотних зв'язків. Порівняно вплив на роботу гідропривода контролерів, що реалізують P, PI та PD закони регулювання. Зроблено висновок про те, що використання швидкості та прискорення в якості зворотних зв'язків забезпечують суттєве покращення динаміки руху маніпулятора, але ступінь впливу залежить від якості сигналу зворотного зв'язку.

В роботі [111] відмічено, що основною причиною низької енергоефективності гідросистеми є втрати на запобіжних та керуючих клапанах. З метою зменшення цих втрат розроблені варіанти гідросистем з регульованими насосами, пропорційними електрогідравлічними клапанами та контролерами. Розглянуто застосування цих гідросистеми для привода маніпулятора. Гідросистема забезпечує тиск на виході насоса, пропорційний найбільшому навантаженню на гідроциліндрах. В гідросистемі застосовано PI-регулювання для клапанів та P-регулювання для насоса. За рахунок використання цих зворотних зв'язків швидкодія гідросистеми зростає, а похибка в динаміці зменшується. Дослідження підтверджують високу енергоефективність запропонованої гідросистеми.

В роботі [115] представлена гідросистема, що забезпечує контроль руху гідроциліндра при знакозмінному навантаженні. Гідросистема включає клапани на вході і на виході гідроциліндра для зменшення коливальності при опусканні

вантажу. Для розробленої гідросистеми створена нелінійна математична модель та проведені експериментальні дослідження. Порівняння результатів моделювання та натурального експерименту дозволило підтвердити адекватність математичної моделі гідросистеми. Знайдені засоби забезпечення стійкості роботи гідросистеми за рахунок зменшення власної частоти механічної системи та зменшення величини площ врівноважувального клапана. Проведено дослідження зміни структури гідросистеми на стійкість роботи, як альтернативного варіанту до основного.

В роботі [116] розглянуто гідросистему з пропорційним електрогідравлічним керуванням на основі контролера. Контролер реалізує адаптивне PID-регулювання для підвищення точності поворотного привода. Розроблено математичну модель гідросистеми. Проведено оптимізацію параметрів настроювання контролера. Використано програмний засіб MATLAB-Simulink для обробки нелінійної математичної моделі гідросистеми. Результати моделювання перевірено експериментально. Моделювання та експериментальні дослідження підтвердили ефективність адаптивного PID-регулювання у порівнянні з класичним.

В роботі [137] представлена електрогідравлічна система керування величиною крутного моменту на валу серводвигуна. Розроблено адаптивний нелінійний контролер, що використовується у трьох варіантах. Проведено порівняння ефективності роботи запропонованих варіантів контролера. Експериментально доведено ефективність адаптивного контролера при різних режимах роботи електрогідравлічної системи керування крутним моментом. Розглянуто роботу у режимах статичного навантаження, варіанта реалізації градієнтного навантаження та періодичного навантаження з різними частотами.

В роботі [131] розглянуто електрогідравлічну систему з сервоклапаном та PID-контролером. При використанні PID-регулятора постає задача вибору оптимальних значень його коефіцієнтів. В статті представлена методика визначення оптимальних значень параметрів налаштування PID-контролера. Показана ефективність запропонованої методики налаштування PID-контролера у порівнянні з відомими методами. Проведено моделювання процесів запуску в

електрогідравлічній системі з розробленим PID-контролером. Запропонований контролер забезпечує суттєве зменшення коливальності в електрогідравлічній системі, високу швидкодію, але його робота супроводжується виникненням значного перерегулювання в перехідному процесі.

Останнім часом значна увага приділяється вивченню особливостей роботи складних систем з перехресними зв'язками та пошуку шляхів мінімізації негативного впливу таких зв'язків на характеристики систем [14, 27, 40, 57, 69, 80].

В роботі [14] розглянуті питання керування напівпровідниковим електроприводом. Розглядаються процеси в статичних та динамічних режимах роботи. Для дослідження застосовано програмний засіб MATLAB-Simulink. На основі імітаційного моделювання розв'язуються теоретичні питання підвищення ефективності регульованого напівпровідникового електроприводу. В роботі приділяється увага дослідженню наявних в автоматизованому електроприводі перехресних зв'язків. Зокрема доведено, що наявність таких зв'язків між окремими гілками електроприводу приводить до погіршення його енергетичних характеристик.

В роботі [104] розглянуті автоматизовані системи з декількома контурами. Для підвищення якості регулювання застосовано PI-регулятор. Зазначається, що підвищення точності регулювання супроводжується зменшенням запасу стійкості. В складних системах оператори намагаються зменшити рівень сигналів, щоб система стойко працювала на всіх режимах. Постає також проблема взаємовпливу контурів через існуючі перехресні зв'язки. Запропонований алгоритм адаптації PI-регулятора, який дозволяє підвищити ефективність функціонування автоматизованої системи керування.

В роботі [27] розглянута робота системи керування технологічним процесом, в якій об'єднано декілька систем, що мають один контур. Кожний із контурів пов'язаний з іншим через систему перехресних зв'язків. Взаємовплив контурів через перехресні зв'язки призводить до зниження якості регулювання параметрів технологічної системи. Для зведення до мінімуму негативного впливу контурів через перехресні зв'язки застосована система компенсуючого



регулювання. Рекомендується для багатоконтурних систем автоматичного керування з перехресними зв'язками застосовувати регулятори з внутрішніми перехресними зв'язками, вибраними таким чином, щоб вони повністю або частково компенсували існуючі перехресні зв'язки.

В роботі [131] розглянута проблема корегування налаштувань контролерів для забезпечення стійкості роботи об'єкту при зміні зовнішніх умов роботи. Як наслідок, при відсутності такого корегування, промислові системи працюють з невисокою якістю. Традиційні PI- та PID-регулятори мають дуже обмежений режим роботи через зміну характеристик параметрів об'єктів та зміни навантажень. Вихід знаходиться при застосуванні контролерів, які здатні до адаптації або самооновлення. Такі контролери проектуються із застосуванням математичних моделей об'єктів регулювання. Це гарантує якість керування в нестационарних системах керування промисловими об'єктами при наявності перехресних зв'язків між окремими контурами об'єкта. В роботі розглянута можливість використання адаптивного регулятора для стабілізації параметрів двоконтурного нестационарного об'єкта з двома перехресними зв'язками. Доведено, що при використанні такого регулятора зниження якості регулювання не відбувається при зношуванні та старінні об'єкта.

В роботі [121] розглянута та досліджена система моніторингу а контролю параметрів мікроклімату на базі програмно-апаратного забезпечення OMRON. Система враховує зміну як зовнішніх, так і внутрішніх факторів. В процесі досліджень виявлено взаємозв'язок внутрішніх факторів через систему перехресних зв'язків. З результатами досліджень виконано синтез регулятора на основі програмно-апаратного модуля OMRON.

В роботі [40] розглянуто систему керування апаратом як двомірного об'єкта із взаємозалежними перехресними зв'язками. Для забезпечення якості процесу керування необхідно компенсувати вплив внутрішніх перехресних зв'язків шляхом внесення в систему цифрових компенсаторів. На основі аналізу структури системи керування апаратом зануреного горіння розраховані необхідні передавальні функції цифрових компенсаторів. При знайдених передавальних функціях компенсаторів система автоматичного регулювання

концентрацією рідини в апараті не буде здійснювати впливу на систему автоматичного регулювання рівня рідини та навпаки.

В роботі [69] розглянуті багатоконтурні системи керування, що мають декілька входів та декілька виходів. Для успішного функціонування таких систем кожний контур повинен мати інформацію про стан іншого контуру через перехресні зв'язки. Невраховування перехресних зв'язків призводить до нестабільності системи. В роботі розглянуто можливість компенсації негативного впливу перехресних зв'язків за рахунок створення розв'язувальних мереж багатовимірних стратегій управління. Низка спрощень у математичній моделі об'єкта керування при цьому дозволяє отримати характеристики перехідних процесів високої якості.

В роботі [80] розглянуто математичну модель процесу двоступеневої сепарації нафти. Проведено синтез автоматичної системи керування цим процесом. Під час аналізу структури установки для реалізації двоступеневої сепарації встановлено, що існують не тільки прямі, а й перехресні зв'язки між входами і виходами об'єкта. Наявність перехресних зв'язків значно ускладнює керуванням процесу, тому в систему додатково включено компенсатор, якій значно послабляє дію перехідних зв'язків. Систему управління синтезовано окремо для першого та другого ступенів об'єкта керування.

В роботі [69] розглянуті двозв'язні системи керування. Зазначається, що такі системи складають близько 15 % від загальної кількості систем з автоматичним керуванням. В цих системах навіть при наявності стійкої роботи двох регуляторів, вся система може бути нестійкою за рахунок дії перехресних зв'язків. Розглянуто три методи налаштування регуляторів в двозв'язних системах.

1. Метод автономного налаштування регуляторів. При цьому настроювання регуляторів виконується послідовно без урахування взаємного впливу. Метод має обмежене застосування при виконанні ряду умов.

2. Метод інтерактивного налаштування регуляторів. Забезпечується послідовне налаштування регуляторів з метою забезпечення мінімальних значень критерію якості роботи всієї системи.

3. Метод аналітичного конструювання регуляторів. Цей метод дозволяє синтезувати багатомірний регулятор, що враховує взаємозв'язок змінних в об'єкті керування. Синтез ведеться на основі методів оптимального керування. Параметри регулятора розраховуються методом аналітичного конструювання регуляторів шляхом мінімізації критерія якості роботи системи.

В роботі [57] розглянуто роботу гідроприводів з дросельним та об'ємним регулюванням в динамічних режимах роботи. Зазначається, що спроби зменшити вплив витоків в гідроприводах на статичні характеристики призводить до зміни їх структури та появи перехресних зв'язків. Наявність перехресних зв'язків обумовлює можливість виникнення нестійких режимів роботи. Одним із засобів зниження негативного впливу перехресних зв'язків на динаміку гідропривода з дросельним регулюванням є знаходження оптимального демпфування золотників регуляторів. Автор рекомендує в гідросистемах із перехресними зв'язками забезпечувати спільне демпфування золотників. При цьому запаси стійкості будуть рівноцінними запасам стійкості в системах з неперехресними зв'язками. Це стосується як гідросистем з дроселюванням на вході та виході, так і гідросистем з об'ємним регулюванням та постійним протитиском.

В роботі [35] відмічається, що в аналогових системах використовується невеликій набір типів регуляторів, які дозволяють підвищити якість регулювання. В цифрових системах можливо реалізувати практично необмежену кількість різноманітних алгоритмів для цих цілей. Рекомендовано при проектуванні системи керування та створенні регуляторів, що забезпечують високу якість регулювання, розв'язувати такі основні задачі.

1. Збір інформації щодо об'єкту керування. Побудова математичної моделі та її ідентифікація. Визначення та оцінка параметрів системи.

2. Вибір структури системи керування: з одним входом і одним виходом, з перехресними зв'язками, з декількома входами та виходами.

3. Розроблення алгоритмів для прямого ланцюга керування та зворотного зв'язку.

4. Розроблення критеріїв оцінки якості роботи системи автоматичного керування.
5. Синтез параметрів системи керування та вибір їх оптимальних сполучень.
6. Розроблення адаптивних та коригуючих алгоритмів.
7. При організації керування в реальному часі можлива побудова регуляторів здатних до самонавчання.

Значна кількість робіт присвячена вивченню процесу шнекового буріння, розробленню математичних моделей процесу буріння та бурильних установок, а також визначенню раціональних режимів при шнековому бурінні [11, 13, 36 – 39 41, 70, 82, 84, 85, 89, 90, 94].

В роботі [38] наведені результати теоретичних досліджень процесу шнекового буріння. Відмічається що це найбільш продуктивний метод буріння для свердловин глибиною до 50 м та діаметром від 60 до 800 мм в породах не вище VI категорії. Цей вид буріння можливий без подачі промивної рідини. В зв'язку с цим він широко розповсюджений в різних кліматичних регіонах. Процес шнекового буріння включає руйнування породи та одночасне транспортування продуктів буріння буровим шнеком. Ефект транспортування породи проявляється тільки при швидкості обертання шнека більший критичного значення, величина якої залежить від радіуса та кута нахилу гвинтової лінії шнека. При швидкості обертання менше критичної порода обертається разом зі шнеком і вверх не транспортується. Необхідною умовою безперервної роботи при бурінні є перевищення продуктивності транспортування породи шнеком над продуктивністю руйнування з урахуванням її розпушення. В іншому випадку відбувається ущільнення породи між витками шнека і зупинка процесу транспортування розпушеної породи. Це явище отримало назву заштибування шнека. Для ліквідації заштибування необхідно піднімати шнек із зони буріння, реверсувати рух привода шнека на максимальних обертах з метою видалення породи з поміж витків шнека. Це суттєво знижує продуктивність процесу буріння. Необхідне співвідношення між частотою обертання шнека та його подачею, при якому не буде виникати заштибування на практиці повинно

забезпечуватись оператором виходячи з його власного досвіду. Ця задача є досить складною для оператора. В роботі наводяться рекомендації щодо оптимальних параметрів шнекового буріння. Розглянуті основні складові, що визначають необхідну потужність при шнековому бурінні, визначені залежності, за якими розраховуються зусилля при бурінні. Визначені залежності що описують вплив основних параметрів на сили різання та тертя.

В роботі [37] розглядається баланс продуктивності процесів руйнування породи та її транспортування шнеком. Знайдено декілька раціональних співвідношень між частотою обертання шнека та величиною його подачі, при яких забезпечується безперервність процесу буріння та відсутність явища заштибування шнека. Наводиться залежність критичної частоти обертання шнека від його геометричних параметрів, при якій забезпечується транспортування розпушеної породи із зони руйнування.

В роботі [39] розглянуто механізм взаємодії інструментів з породою при шнековому бурінні. Наводяться залежності сили різання від параметрів різання, перш за все, від товщини стружки. Показано, що питомі затрати потужності від товщини стружки мають ступеневу залежність. Для уточнення залежності сили різання від її параметрів необхідно враховувати також ряд додаткових факторів, основними з яких є: геометрія інструмента, властивості породи, схеми буріння. Наводяться залежності, що визначають затрати потужності при бурінні через їх питомі величини в залежності від виду буріння, інструменту та породи. Найбільш достовірно питомі витрати можуть бути визначені експериментальним шляхом.

Проведений огляд схем гідросистем мобільних машин та робіт по їх дослідженням [12, 34, 49, 55, 62, 66, 74] дозволив сформулювати ряд вимог до таких систем:

- стійкість в усіх режимах роботи та коливальність в перехідних процесах  $k < 4$ ;
- перерегулювання по тиску  $\sigma \leq 30 \%$ ;
- мінімізація втрат потужності в гідросистемі при регулюванні;

- точність стабілізації частоти обертання гідромоторів та швидкості руху гідроциліндрів  $A = \pm 5 \%$ .

### 1.3. Мета та задачі дослідження

Проведений огляд робіт по тематиці досліджень дозволяє сформулювати мету та задачі досліджень.

Метою роботи є, зменшення втрат потужності, покращення експлуатаційних характеристик мобільної машин за рахунок розроблення та застосування адаптивної гідросистеми з перехресним зв'язком.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

1. Провести аналіз відомих схем гідросистем мобільних машин та робіт по дослідженню робочих процесів з метою виявлення можливостей зменшення втрат потужності та покращення експлуатаційних характеристик за рахунок розроблення нової схеми гідросистеми та забезпечення можливості адаптації режимів її роботи до зміни зовнішніх навантажень.

2. Обґрунтувати та запропонувати варіанти адаптивної гідросистеми на основі регульованих насосів, розподільників з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера, якій реалізує перехресний зв'язок та забезпечує узгодження швидкісних режимів робочих органів та їх адаптацію до зміни зовнішніх навантажень.

3. Розробити узагальнену математичну модель адаптивної гідросистеми на основі врахування змінних інерційних властивостей виконавчих механізмів, витратних характеристик розподільника, визначених на основі цифрового моделювання течії робочої рідини по його каналам та експериментальних характеристики контролера, дослідити стійкість роботи адаптивної гідросистеми та вивчити вплив основних параметрів регуляторів на статичні та динамічні характеристики адаптивної гідросистеми.

4. Провести експериментальні дослідження адаптивної гідросистеми для підтвердження її роботоздатності, визначення характеристик та підтвердження адекватності математичної моделі.

5. Визначити оптимальні параметри регуляторів адаптивної гідросистеми та налаштування контролера, що забезпечують необхідну швидкодію та мінімізують перерегулювання по тиску.

6. Розробити алгоритм та програму керування гідросистемою для мобільної робочої машини, які забезпечує зменшення втрат потужності на основі адаптації режимів роботи до зміни зовнішніх навантажень та безперебійність виконання операції буріння, визначити ефективність застосування адаптивної гідросистеми в мобільній машині БАМ- 2014.

## РОЗДІЛ 2

## АДАПТИВНА ГІДРОСИСТЕМА ДЛЯ МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ

## 2.1. Адаптивна гідросистема

Адаптивну гідросистему для мобільної машини доцільно будувати на основі регульованих насосів та пропорційної апаратури з електрогідравлічним керуванням із застосуванням принципу регулювання з чутливістю до навантаження [10, 55, 71, 72, 83].

На рис. 2.1 представлена адаптивна гідросистема на основі одного регульованого насоса.

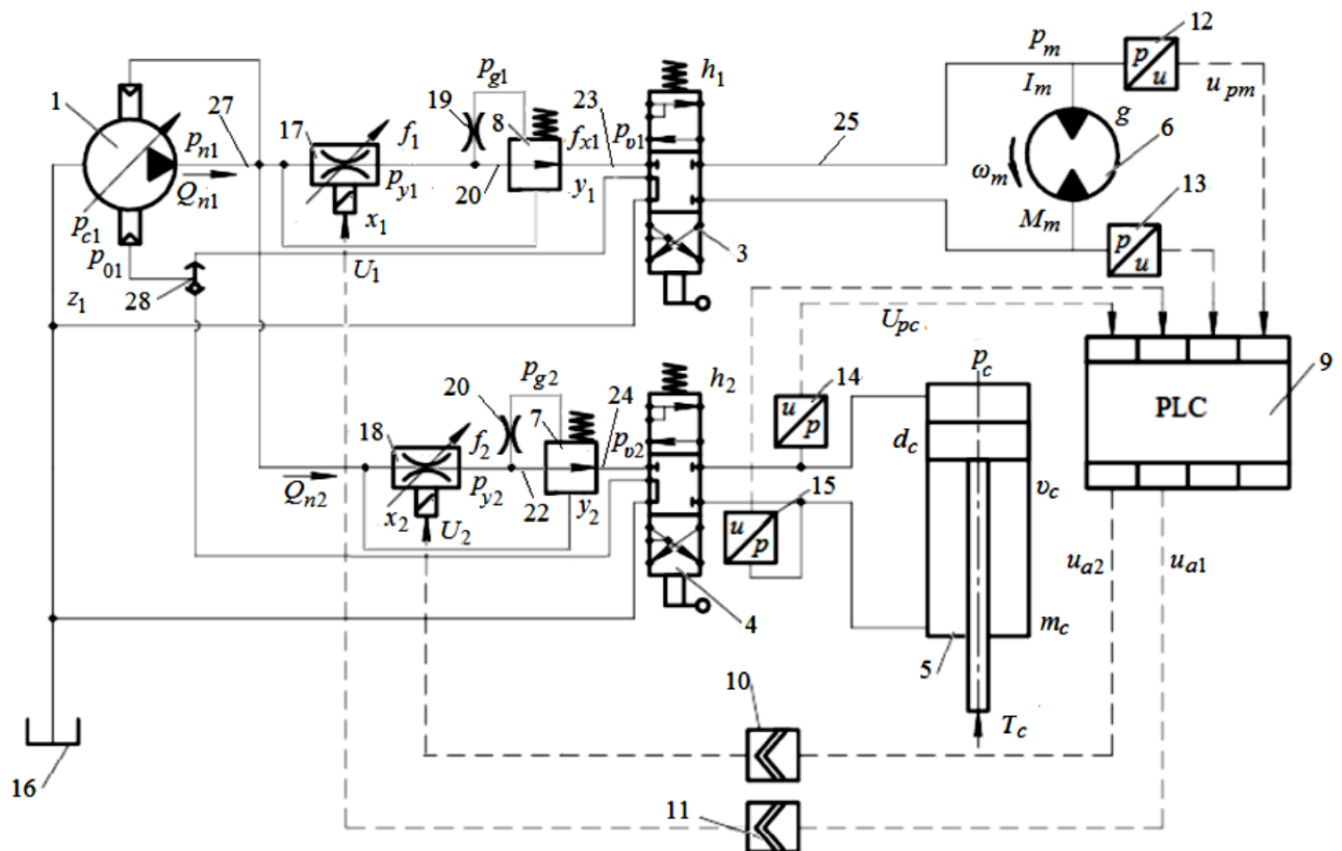


Рис 2.1. Адаптивна гідросистема на основі одного регульованого насоса

Гідросистема включає: регульований насос 1, розподільники 3, 4 гідроциліндр 5, гідромотор 6, регульовані дроселі 17, 18, клапани 8, 7, контролер 9, підсилювачі 10, 11, датчики 12, 13, 14, 15, бак 16 та логічний клапан 28. Працює гідросистема таким чином. Регульований насос 1 подає робочу рідину



до гідромотора 6 через регульований дросель 17, клапан 8, розподільник 3 та одночасно до гідроциліндра 5 через регульований дросель 18, клапан 7 та розподільник 4. Розподільник 3 з ручним керуванням забезпечує пуск, зупинку та реверс гідромотора 6. Регульований дросель 17 з електромагнітним керуванням від контролера 9 забезпечує зміну величини подачі  $Q_{n1}$ , що надходить від насоса 1 до гідромотора 6. Змінюючи величину площі  $f_{x1}$  робочого вікна регульованого дроселя можливо керувати частотою обертання гідромотора 6. Датчики 12 та 13 вимірюють величини тисків на входах гідромотора 6 та передають відповідні сигнали на контролер 9. Робоча рідина від насоса 1 (подача  $Q_{n2}$ ) поступає також до гідроциліндра 5, визначаючи швидкість  $v_c$  руху його поршня. Датчики 14, 15 контролюють величини тиску на входах в гідроциліндр 5 та передають відповідні сигнали на контролер 9. Контролер 9 на основі сигналів від датчиків 12, 13, 14, 15 формує алгоритм керування регульованими дроселями 17 та 18. Цей алгоритм забезпечує оптимальне співвідношення між частотою обертання  $\omega_m$  та швидкістю  $v_c$  руху поршня гідроциліндра 4. Тиск  $p_{n1}$  на виході насоса 1 буде при цьому визначатись тиском  $p_m$  або тиском  $p_c$  в залежності від їх співвідношення. Більший з них по величині тиск через логічний клапан 28 подається до регульованого насоса 1. Тиски  $p_m$  та  $p_c$  в свою чергу залежать від величини моменту  $M_m$  на валу гідромотора 6 та величини навантаження  $T_c$  на штоці гідроциліндра 5.

## 2.2. Адаптивна гідросистема на основі двох регульованих насосів

На рис. 2.2 представлено варіант адаптивної гідросистеми на основі двох насосів. Адаптивна гідросистема включає: регульовані насоси 1 та 2, розподільники 3, 4, гідроциліндр 5, гідромотор 6, регульовані дроселі 7, 16, контролер 9, підсилювачі 10, 11, датчики тиску 12, 13, 14, 15 та бак 19. Працює адаптивна гідросистема таким чином. Регульований насос 1 подає робочу рідину до гідромотора 6 через регульований дросель 7 та розподільник 3. Розподільник 3 з ручним керуванням забезпечує зупинку, пуск та реверс гідромотора 6. Регульований дросель 7 з електромагнітним керуванням від контролера 9

забезпечує зміну величини подачі  $Q_{n1}$ , що подається насосом 1 до гідромотора 6. Змінюючи величину площі  $f_{x1}$  робочого вікна регульованого дроселя 7 можливо регулювати частоту обертання  $\omega_m$  валу гідромотора 6. Датчики 12 та 13 вимірюють величини тисків на входах гідромотора 6 та передають відповідні сигнали на контролер 9. Регульований насос 2 подає робочу рідину до гідроциліндра 5 через регульований дросель 16 та розподільник 4. Розподільник 4 забезпечує зупинку, пуск та реверс гідроциліндра 5. Регульований дросель 16, що має електромагнітне керування від контролера 9 забезпечує зміну подачі  $Q_{n2}$ , що подається від насоса 2 до гідроциліндра 5. Це дозволяє керувати швидкістю руху  $v_c$  гідроциліндра 5. Датчики 14 та 15 контролюють величини тиску в гідроциліндр 5 та передають відповідні сигнали на контролер 9. На основі сигналів від датчиків 12, 13, 14, 15 формує алгоритм керування регульованими дроселями 7, 16, які забезпечують оптимальне співвідношення між частотою обертання  $\omega_m$  валу гідромотора 6 та швидкістю руху  $v_c$  поршня гідроциліндра 5.

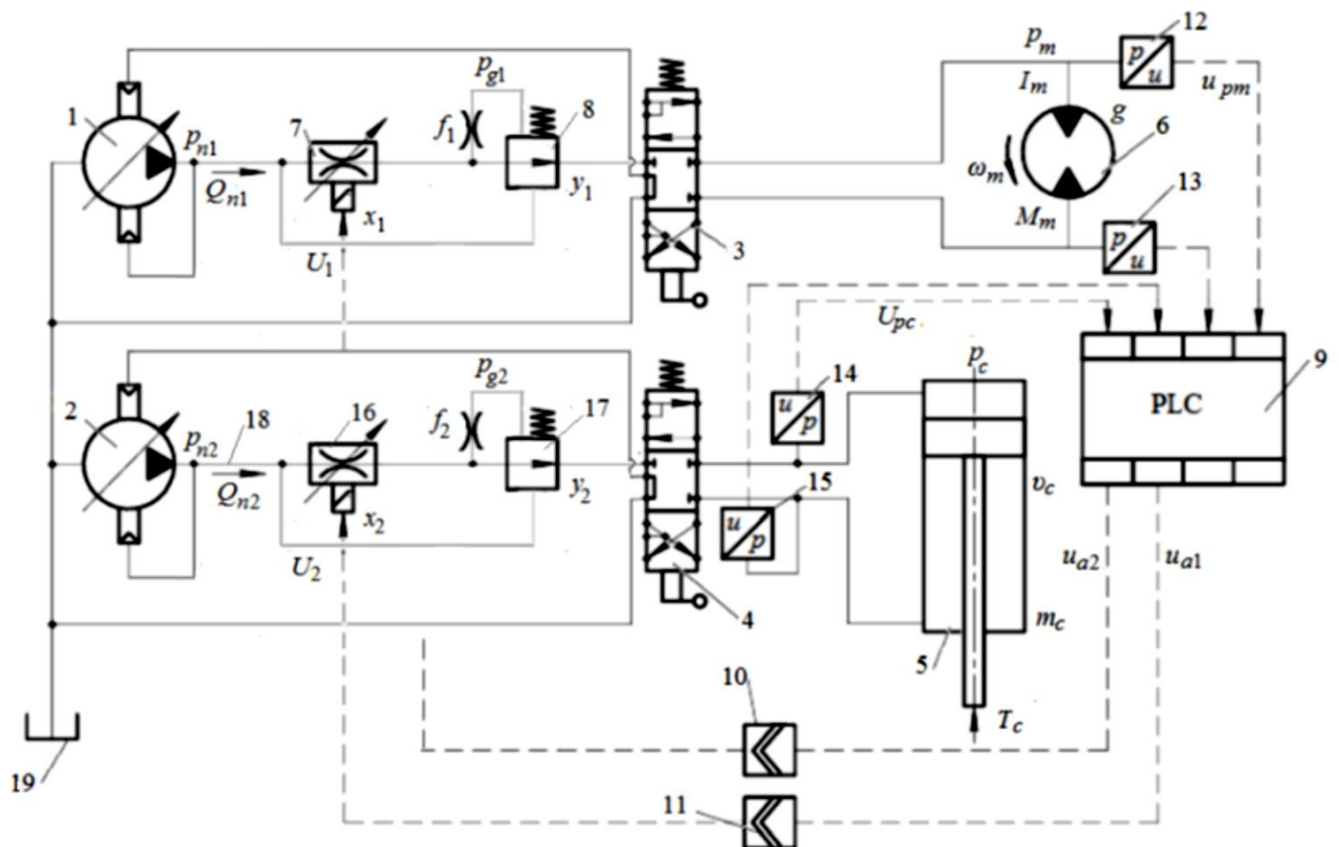


Рис 2.2. Адаптивна гідросистема з на основі двох регульованих насосів

Застосування такої гідросистеми в порівнянні з адаптивною гідросистемою на базі одного регульованого насоса є доцільним у машинах з більшою потужністю двигуна та у випадках, коли є можливість розмістити на мобільній машині більшу за габаритами і масою насосну установку. Використання двох насосів дозволяє збільшити гідравлічний ККД адаптивної гідросистеми у порівнянні з гідросистемою на базі одного регульованого насоса.

### 2.3. Система керування регульованим насосом з гідравлічним регулятором

Гідросистеми машини на базі регульованих насосів керуються з чутливістю до навантаження. В такому випадку регульований насос оснащується гідравлічним регулятором, схема якого представлена на рис. 2.3.

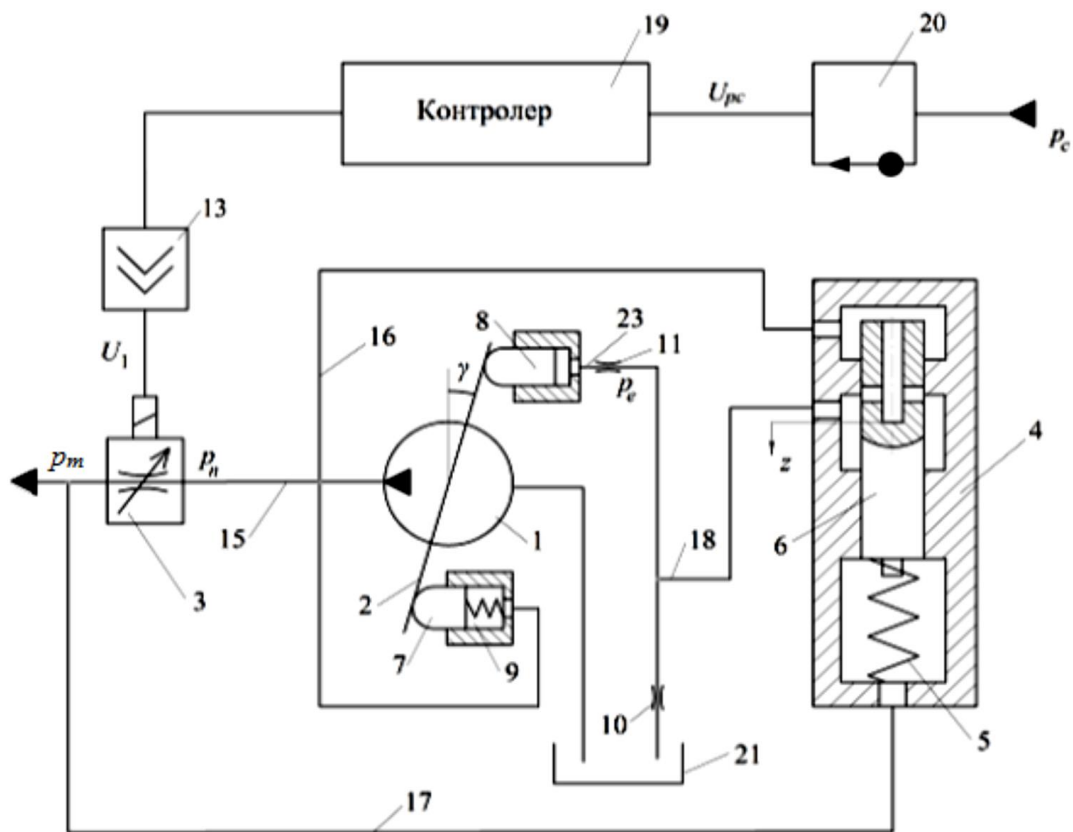


Рис. 2.3. Система керування регульованим насосом з чутливістю до навантаження

Регульований насос 1 включає планшайбу 2. Положення планшайби визначається взаємодією сервоциліндрів 7, 8 та пружини 9. На виході насоса 1 встановлено регульований дросель 3 з електромагнітним керуванням від контролера 19. Контролер 19 отримує сигнал від датчика зворотного зв'язку 20 та подає сигнал керування  $U$  на регульований дросель 3 через підсилювач 13. Регулятор 4 включає золотник 6 з пружиною 5. На торець золотника діє робоча рідина під тиском  $p_n$ , яка поступає через лінію керування 16. На підпружинений торець золотника 6 діє робоча рідина під тиском  $p_m$ , яке поступає через гідролінію керування 17. Золотник 6 під дією тисків  $p_n$  та  $p_m$  і пружини 5 буде переміщуватись змінюючи координату свого положення  $z$ . При цьому буде змінюватись робоче вікно золотника, через яке робоча рідина із гідролінії керування 16 буде поступати в гідролінію 18 створюючи тиск  $p_o$  і через дросель 10 в бак 21. Частина робочої рідини через демпфер 11 буде поступати також в камеру 23 сервоциліндра 8, створюючи там тиск  $p_e$ .

Система керування працює таким чином. При подачі робочої рідини від насоса 1 на регульованому дроселі 3 виникає перепад тиску  $\Delta p_{x1} = p_n - p_m$ . Цей перепад тиску порівнюється на золотнику 6 з зусиллям пружини 5. В процесі роботи системи керування насосом перепад тиску  $\Delta p_{x1}$  на регульованому дроселі 3 буде підтримуватись постійним. В свою чергу витрата  $Q_{n1}$  через регульований дросель 3 визначається за формулою

$$Q_{n1} = \mu f_{x1} \sqrt{\frac{2\Delta p_{x1}}{2}},$$

де  $f_{x1}$  – площа робочого вікна регульованого дроселя 3. При зміні сигналу  $U_1$  від контролера на регульований дросель 3, його робоче вікно  $f_{x1}$  буде змінюватись, а відповідно буде змінюватись і витрата  $Q_{n1}$ , що надходить до споживача. Контролер може змінювати величину подачі насоса  $Q_{n1}$  в залежності від розробленої програми. При роботі контролера може використовуватись сигнал зворотного зв'язку  $U_{pc}$  від датчика тиску 20, який встановлюється на вході гідродвигуна виконавчого механізму. При зміні величин тиску  $p_m$  та  $p_n$  робоча рідина по гідролінії 16 та через робоче вікно регулятора поступає в гідролінію 18 та до сервоциліндра 8. При цьому тиск  $p_e$  в камері сервоциліндра 8 буде

змінюватись регулятором 6 таким чином, що перепад тиску  $\Delta p_{x1}$  і подача насоса будуть зберігатись постійними у відповідності з сигналом налаштування  $U_1$ , який надходить від контролера 9.

#### 2.4. Гідравлічна схема розподільника для адаптивної гідросистеми

Варіанти схем адаптивної гідросистеми створені на базі розробленого секційного розподільника оригінальної конструкції. Розподільник призначений для використання в гідросистемах чутливих до навантаження, забезпечує пропорційне електрогідравлічне керування потоками до гідродвигунів та можливість регулювання і стабілізації швидкості руху гідродвигунів, що працюють як із зустрічним так із супутнім навантаженнями [72].

На рис. 2.4 представлена гідравлічна схема секції розподільника для адаптивної гідросистеми [83]. Всі секції розподільника мають однакову будову. Секція підключається до насоса через лінію нагнітання 1, в якій послідовно встановлено регульований дросель 2 з електромагнітом 14, клапан перепаду тиску 3 з пружиною 4 та розподільний золотник 5. До розподільного золотника 5 через силові лінії 7 та 8 підключається гідродвигун. До розподільного золотника 5 підключається також клапан тиску 6. Положення розподільного золотника 5, який переміщується оператором вручну, контролюється датчиком положення 10. До розподільного золотника 5 підведено лінію керування 12. В лінії керування 12 встановлено датчик тиску 9, який підключено електричною лінією керування 13 до контролера.

Працює розподільник наступним чином. Розподільний золотник має три позиції А, В, С. При положенні розподільного золотника в позиції В робоча рідина через розподільник до гідродвигуна не надходить. Сигнали  $U_{pc}$ ,  $U_{n1}$  та  $p_c$  відсутні. При перемиканні розподільного золотника 5 в позицію А робоча рідина із лінії нагнітання 1 через регульований дросель 2, клапан перепаду тиску 3 та розподільний золотник 5, силову лінію 7 буде поступати до гідродвигуна. Злив робочої рідини від гідродвигуна буде відбуватись через лінію 8, розподільний золотник 5, клапан тиску 6 та лінію зливу 15.

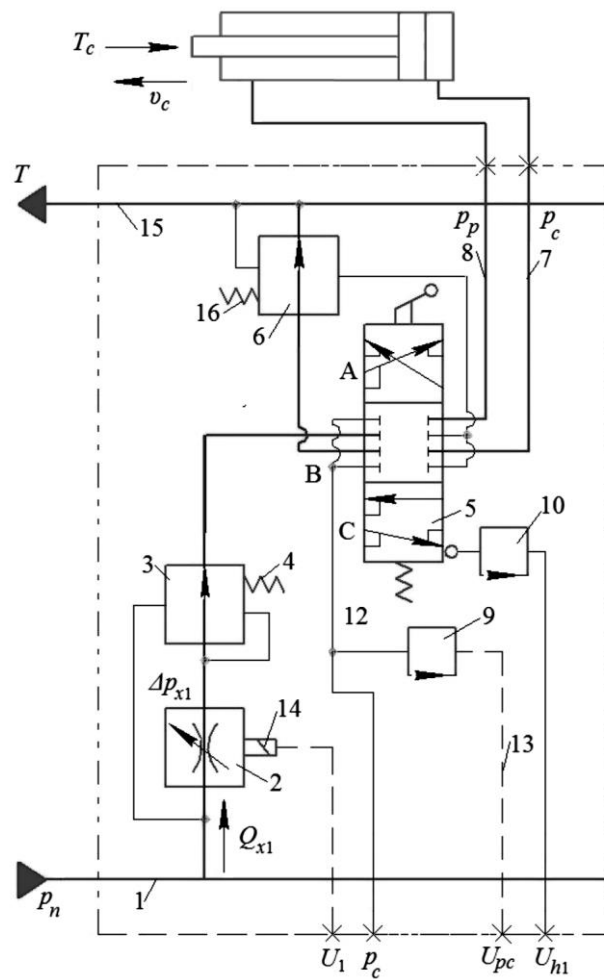


Рис. 2.4. Гідравлічна схема розподільника для адаптивної гідросистеми

При цьому датчик положення 10 формує сигнал  $U_{h1}$ , який надходить до контролера і враховується в алгоритмі керування адаптивною системою. Сигнал  $p_c$  пропорційний величині навантаження на гідродвигуні через лінію 12 буде надходити до регулятора насоса. Це в свою чергу забезпечить таку величину тиску  $p_n$ , яка також буде залежати від величини навантаження на гідродвигуні. Датчик 9 при цьому буде формувати сигнал  $U_{pc}$ , величина якого буде залежати від тиску  $p_c$  та від величини навантаження на гідродвигуні. Сигнал  $U_{pc}$  враховується в алгоритмі, за яким контролер керує адаптивною гідросистемою. До електромагніту 14 регульованого дроселя 2 від контролера надходить сигнал  $U_1$ , від величини якого буде залежати величина потоку  $Q_{x1}$  робочої рідини, що через розподільник подається до гідродвигуна. Клапан перепаду тиску 3 буде підтримувати на робочому вікні регульованого дроселя 2 постійний перепад

тиску  $\Delta p_{x1}$ , величина якого залежить від налаштування пружини 4. Постійний за величиною перепад тиску  $\Delta p_{x1}$  на робочому вікні регульованого дроселя 2 дозволяє підтримувати постійною величину потоку  $Q_{x1}$  незалежно від величини тиску  $p_c$  на гідродвигуні. Клапан тиску 6 спрацьовує у тому випадку, коли на гідродвигуні виникає супутнє навантаження. В цей момент він під дією пружини 16 частково перекриває своє робоче вікно і створює в лінії 8 тиск  $p_p$ , який дозволяє контролювати рух гідродвигуна під дією супутнього навантаження  $T_c$  та забезпечувати стабілізацію швидкості  $v_c$  руху гідродвигуна. Швидкість руху  $v_c$  гідродвигуна при цьому буде визначатись величиною потоку  $Q_{x1}$  і відповідно величиною сигналу  $U_1$ , який подає на електромагніт 14 регульованого дроселя 2 контролер.

При перемиканні розподільного золотника 5 в позицію С робоча рідина від насоса через лінію нагнітання 1, регульований дросель 2, клапан перепаду тиску 3, розподільний золотник 5 та лінію 8 надходить до гідродвигуна. При цьому буде забезпечуватись рух гідродвигуна із швидкістю  $v_c$ . Величина швидкості  $v_c$  буде залежати від величини сигналу  $U_1$ , що подається контролером на електромагніт 14 регульованого дроселя 2 і буде підтримуватись стабільною за рахунок роботи клапана перепаду тиску 3. Клапан тиску 6 при положенні розподільного золотника в позиції С буде забезпечувати контроль швидкості руху гідродвигуна при супутньому навантаженні.

## 2.5. Адаптивний регулятор

Адаптивний регулятор забезпечує налаштування швидкості руху гідродвигунів, необхідне їх співвідношення, а також зміну величин швидкостей у відповідності до зміни умов роботи адаптивної гідросистеми.

Структурна схема адаптивного регулятора представлена на рис. 2.5 [55, 109, 110]. Адаптивний регулятор має блок перемикання режимів 1, блоки 2, 3 налаштування витрат до гідродвигунів, перемикач режимів 4, блоки затримки сигналів 5,6, блок 7 формування закону зміни співвідношення між витратами до

гідромоторів, блок 8 формування коефіцієнта передачі корегувальної складової, блок 9 формування похідної.

На вхід адаптивного регулятора надходять наступні сигнали:

- $U_{h1}$ ,  $U_{h2}$  – величини напруги від датчиків, що визначають положення розподільних золотників.
- $U_{pm}$ ,  $U_{pc}$  – величини напруги від датчиків, що визначають значення тисків на вході в гідромотор та гідроциліндр.

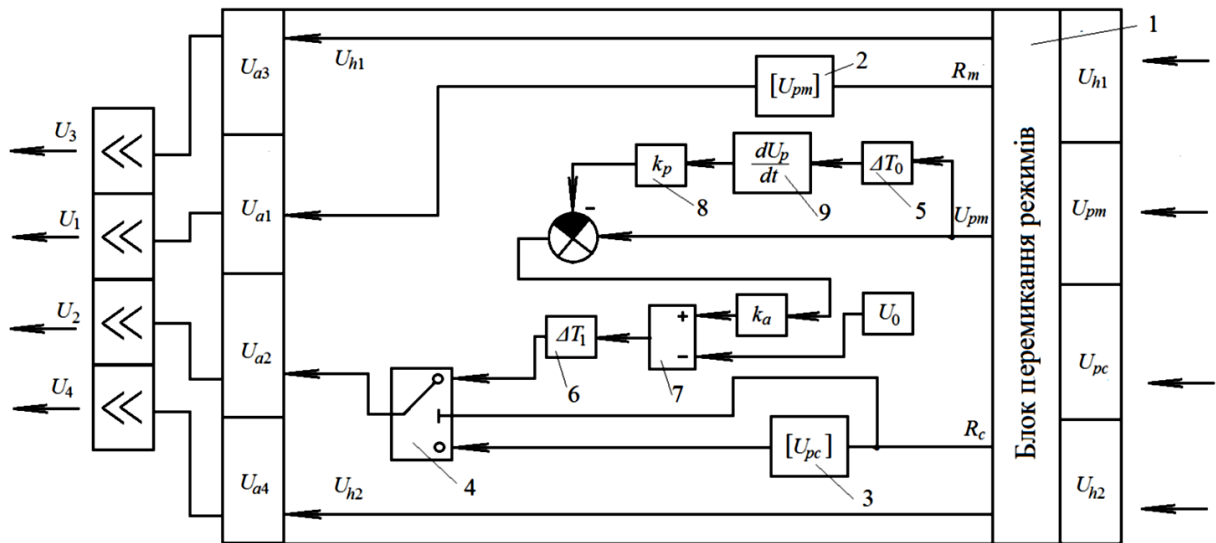


Рис. 2.5. Структурна схема адаптивного регулятора

Адаптивний регулятор обробляє сигнали  $U_{h1}$ ,  $U_{h2}$ ,  $U_{pm}$ ,  $U_{pc}$  за алгоритмом керування та формує сигнали, за допомогою яких здійснюється керування елементами адаптивної гідросистеми. За допомогою сигналів  $U_{a3}$ ,  $U_{a4}$  здійснюється перемикання релейних розподільників 29 та 30 (див. рис 5.23), які комутують регульовані насоси з гідродвигунами. За допомогою сигналів  $U_{a1}$ ,  $U_{a2}$  здійснюється налаштування відкриття робочих вікон регульованих дроселів, які визначають величини потоків відповідно до гідромотора та гідроциліндра. Величини цих потоків в свою чергу визначають швидкості рухів гідромотора і гідроциліндра, а відповідно продуктивність роботи машини і навантажень приводів.

Адаптивний регулятор забезпечує роботу гідросистеми в двох режимах:

- режимі запуску;
- робочому режимі.



В режимі запуску блоки 2 та 3 задаються значення напруг  $U_{pm}$  та  $U_{pc}$ , які забезпечують необхідне співвідношення швидкостей руху  $\omega_m$  та  $v_c$  гідромотора та гідроциліндра відповідно. При цьому контролюються початкові значення тисків  $p_m$  та  $p_c$  на входах в гідромотор та гідроциліндр.

В робочому режимі здійснюється контроль за величинами тиску  $p_m$  та  $p_c$ . У випадку, якщо зміна зовнішніх умов роботи гідросистеми (зміна навантажень на гідромоторі або гідроциліндрі) призводить до перевищення значень тисків  $p_m$  або  $p_c$  над допустимими адаптивний регулятор забезпечує зменшення величини сигналу  $U_{a2}$ , що призводить до зменшення відкриття робочого вікна регульованого дроселя 16 (див. рис. 2.2) і відповідно до зменшення швидкості руху  $v_c$  гідроциліндра, що обумовлює зменшення величин тисків  $p_m$  та  $p_c$  до допустимої величини. Якщо у разі зменшення зовнішніх навантажень на гідромоторі та гідроциліндрі суттєво зменшуються значення тисків  $p_m$  та  $p_c$ , то адаптивний регулятор за рахунок зміни величини сигналу  $U_{a2}$  збільшує швидкість  $v_c$  гідроциліндра, що призводить збільшення продуктивності роботи машини та збільшення значень тисків  $p_m$  та  $p_c$  до допустимих значень.

Окрім цього адаптивний регулятор в процесі формування сигналу  $U_{a2}$  забезпечує додаткову обробку сигналу  $U_{pm}$  отриманого від датчика тиску на вході в гідромотор. Цей процес полягає в тому, що сигнал  $U_{pm}$  перетворюється на сигнал  $U_{a2}$  блоками 5 та 6 з певними затримками по часу  $\Delta T_0$  та  $\Delta T_1$ . Величина сигналу  $U_{a2}$  формується блоком 4 за законом:

$$U_{a2} = U_0 - k_a \left( U_{pm} - k_p \frac{dU_{pm}}{dt} \right), \quad (2.1)$$

де  $k_p$  – коефіцієнт передачі корегувальної складової регулятора;

$k_a$  – коефіцієнт пропорційності між сигналами  $U_{pm}$  на вході та  $U_{a2}$  на виході адаптивного регулятора;

$U_0$  – початкове значення напруги адаптивного регулятора.

Використання залежності 2.1 при формуванні закону зміни  $U_{a2}$  і при раціональному виборі величин  $k_p$ ,  $\Delta T_0$  та  $\Delta T_1$  дозволяє зменшити коливальність в адаптивній гідросистемі під час перехідних процесів і таким чином зменшити

час регулювання та перерегулювання. Це в свою чергу зменшує динамічні навантаження в приводах мобільної машини.

Застосування адаптивного регулятора запропонованої структури в гідросистемі мобільної машини забезпечує наступні переваги.

1. Робота насоса привода гідромотора ведеться при максимально допустимих значеннях тиску, що дає можливість максимально використовувати потужність двигуна.

2. Подача гідроциліндра адаптується до навантаження на гідромоторі. Це дозволяє зменшувати подачу гідроциліндра при зростанні навантаження на гідромоторі та збільшувати подачу при зменшенні навантаження на гідромоторі.

## **2.6. Висновки**

1. На основі аналізу відомих схем машин та установок з гідроприводом та накопиченого досвіду обґрунтовано перспективність застосування в мобільній машині адаптивної гідросистеми, що будується на основі одного або двох насосів, які керуються з чутливістю до навантаження.

2. Ефективним засобом регулювання параметрів руху гідродвигунів є використання регульованих насосів, оснащенні регуляторами, які забезпечують стабільну величину перепаду тиску на пропорційальному розподільнику. Це дозволяє регулювати швидкість руху гідродвигунів в широких діапазонах, а також змінювати значення швидкості гідродвигунів шляхом зміни площі робочого вікна розподільника та підтримувати значення швидкості стабільним, не залежним від навантаження.

3. Застосування контролера, що керує розподільником в залежності від величин тисків на гідродвигунах, забезпечує можливість керувати рухом двигунів в залежності від зміни зовнішніх умов роботи гідросистеми.

4. Ефективним засобом поліпшення експлуатаційних характеристик мобільних робочих машин є застосування адаптивної гідросистеми на базі регульованих насосів, розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера, який реалізує перехресний зв'язок в гідросистемі.

Застосування перехресного зв'язку дозволяє узгоджувати режими одночасно працюючих гідродвигунів, що забезпечує максимальне завантаження гідросистеми по тиску та безперебійність роботи машини в робочому циклі.

5. Для забезпечення стійкості роботи зменшення перерегулювання та часу регулювання в адаптивній гідросистемі перехресний зв'язок, який реалізує контролер повинен формуватися у вигляді суми основної та корегувальної складових сигналу. Корегувальна складова сигналу перехресного зв'язку додається до основної складової із затримкою в часі  $\Delta T_0$ , а сигнал контролера передається із затримкою по часу  $\Delta T_1$ .

6. Варіант гідросистеми на основі одного насоса забезпечує ефективну і економічну роботу гідросистеми при невеликій потужності та незначній різниці тиску на гідродвигунах, що працюють одночасно.

7. Варіант гідросистеми на основі двох насосів забезпечує ефективну та економічну роботу також і при сумарній потужності насосів, що перевищує декілька десятків кіловат та при значній різниці тисків на гідродвигунах, що працюють одночасно.

## РОЗДІЛ 3

### ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ В АДАПТИВНІЙ ГІДРОСИСТЕМІ

#### 3.1. Визначення витратних характеристик елементів розподільника

Конструкція розподільника для адаптивних гідросистем включає ряд конструктивних елементів, сполучених каналами складної форми, по яким проходить робоча рідина від насоса до гідродвигуна. При проходженні робочої рідини через конструктивні елементи та канали розподільника потік рідини втрачає частину статичного тиску. Залежність втрат тиску від величини потоку, форми конструктивних елементів розподільника, довжини та діаметрів каналів достатньо складна і не може бути адекватно описана відомими із літературних джерел залежностями.

Для визначення залежностей між величинами потоків, втратами тиску та геометричними розмірами елементів розподільника використаємо чисельне моделювання потоку рідини через розподільник із застосуванням модуля CFD Autodesk Simulation [55]. При цьому використано 3D модель розподільника представлену в розділі 5.6, рис 5.28 [77].

На рис 3.1 представлено робоче вікно модуля CFD в якому змодельовано процес течії робочої рідини через регульований дросель.

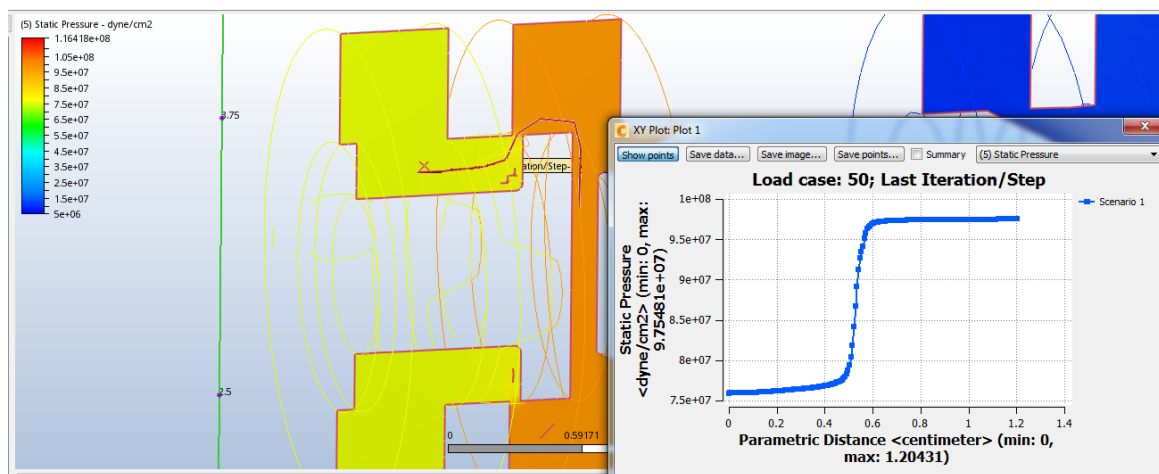


Рис 3.1. Моделювання течії робочої рідини через робоче вікно регульованого дроселя.

На вході в регульований дросель величину тиску позначено  $p_n$ , на виході дроселя величина тиску  $p_y$ . В процесі досліджень змінювались наступні змінні в діапазонах:  $x = (0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$  м;  $Q_x = (0,1 \dots 0,5) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с;  
 $p_n = (3,0 \dots 16,0) \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;  $p_y = (2,0 \dots 16,0) \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>.

Для величин  $x$  та  $Q_x$  задавались їх значення, які в процесі моделювання не змінювались. Для величин  $p_n$  та  $p_y$  задавались початкові значення, які в процесі розрахунку приводились у відповідності до заданих величин  $x$  та  $Q_x$ . Всього проведено розрахунки для 27 комбінацій  $x$ ,  $Q_x$ ,  $p_n$ ,  $p_y$ .

За допомогою програми DATA FIT визначено залежність для величини потоку  $Q_x$  через вікно регульованого дроселя. Фрагмент матриці розрахунку представлено в табл. № 3.1.

Таблиця № 3.1

Результати моделювання течії робочої рідини через вікно регульованого дроселя

$x \cdot 10^{-3}$ , м	$Q_x \cdot 10^{-3}$ , м <sup>3</sup> /с	$p_y \cdot 10^6$ , Н/м <sup>2</sup>	$p_n \cdot 10^6$ , Н/м <sup>2</sup>
0,5	0,1	2,81	3,52
0,5	0,33	7,62	9,75
0,5	0,5	12,8	16,42

$$Q_x = a_1 x + b_1 p_y + c_1 p_n + d_1, \text{ де } a_1 = 0,041; \quad b_1 = -1,30 \cdot 10^{-11};$$

$$c_1 = 3,10 \cdot 10^{-11}; \quad d_1 = -2,21 \cdot 10^{-5}.$$

На рис 3.2 представлено робоче вікно модуля CFD, в якому змодельовано процес течії робочої рідини через вікно розподільного золотника. На вході вікна розподільного золотника величину тиску позначено  $p_v$ , на виході вікна величину тиску позначено  $p_m$ . Процес течії робочої рідини через вікно розподільного золотника модельовано при незмінному положенні розподільного золотника, при якому забезпечується його відкриття на  $h=4$  мм.

В процесі досліджень змінювались наступні змінні в діапазонах:

$$Q_x = (0,1 \dots 0,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad p_v = (3,0 \dots 16,0) \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2;$$

$$p_m = (2,0 \dots 16,0) \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

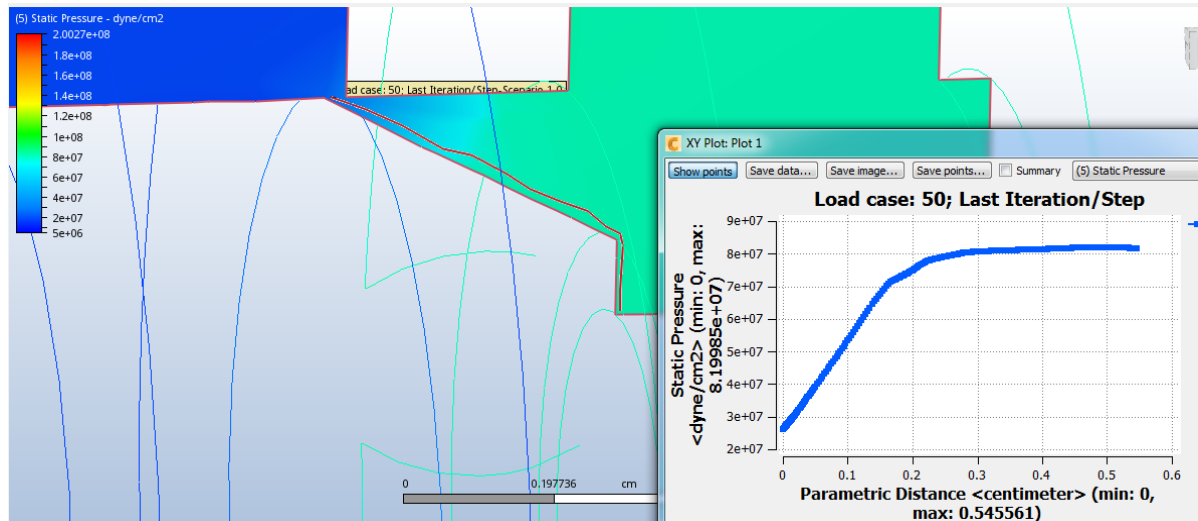


Рис 3.2. Моделювання течії робочої рідини через робоче вікно розподільного

Величина  $Q_v$  в процесі моделювання приймає значення:

$$Q_v = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad Q_v = 0,33 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad Q_v = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для величин  $p_v$  та  $p_m$  задавались початкові значення, які в процесі розрахунку приводились у відповідності до значень  $Q_v$ . Всього виконано 9 розрахунків для різних  $Q_v$ ,  $p_v$ , та  $p_m$ . Фрагмент матриці розрахунку представлено в табл. № 3.2.

Таблиця № 3.2

Результати моделювання течії робочої рідини через вікно розподільного  
золотника

$Q_v \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$	$p_v \cdot 10^6, \text{ Н/м}^2$	$p_m \cdot 10^6, \text{ Н/м}^2$
0,10	2,70	2,46
0,33	2,73	2,50
0,50	2,75	2,51

Залежність потоку  $Q_v$  через робоче вікно розподільного золотника від величин тисків  $p_v$  та  $p_m$  отримана у вигляді

$$Q_v = a_2 + \frac{b_2}{p_v} + \frac{c_2}{p_v^2} + \frac{d_2}{p_m} + \frac{e_2}{p_m^2};$$

$$\text{де } a_2 = 7 \cdot 10^{-4}; \quad b_2 = -6,58 \cdot 10^5; \quad c_2 = 9,09 \cdot 10^{11}; \quad d_2 = 6,37 \cdot 10^{-5}; \\ e_2 = -8,4 \cdot 10^{11}.$$

На рис 3.3 представлено робоче вікно модуля CFD в якому змодельовано процес течії робочої рідини через вікно клапана перепаду тиску. На вході вікна клапана перепаду тиску величину тиску позначено  $p_y$  а на виході  $p_v$ . Процес течії через робоче вікно клапана перепаду тиску моделювався при зміні величин в таких діапазонах:  $y = (0,3 \dots 1,3) \cdot 10^{-3}$  м;  $Q_y = (0,1 \dots 0,5) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с;  
 $p_y = (3,0 \dots 16,0) \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;  $p_v = (2,0 \dots 16,0) \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>.

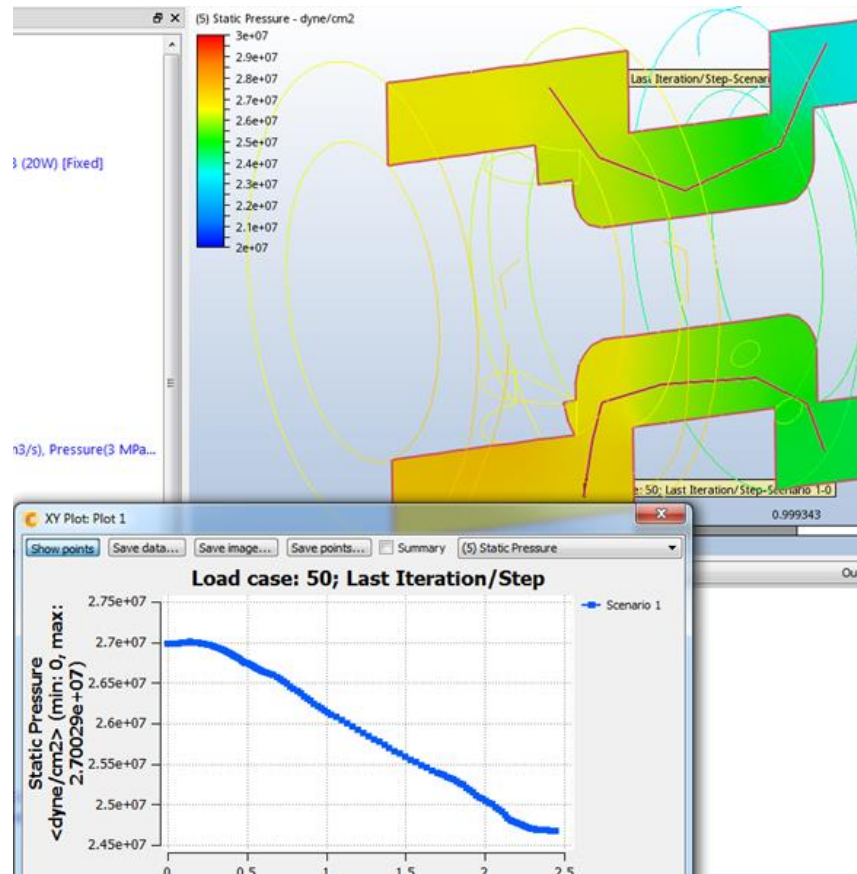


Рис 3.3. Моделювання течії робочої рідини через робоче вікно клапана перепаду тиску

Для величин  $y$  та  $Q_y$  задавались значення, які в процесі моделювання не змінювались. Для величин  $p_y$  та  $p_v$  задавались початкові значення, які в процесі розрахунків приводились у відповідність до заданих значень  $y$  та  $Q_y$ . Виконано розрахунки для 27 комбінацій значень  $y$ ,  $Q_y$ ,  $p_y$ ,  $p_v$ . Фрагмент матриці розрахунку представлено в табл. № 3.3. Залежність величини потоку через вікно клапана перепаду тиску знайдена у формі

$$Q_y = \exp(a_3 y + b_3 p_y + c_3 p_v + d_3),$$

де  $a_3 = 501$ ;  $b_3 = -4,4 \cdot 10^{-8}$ ;  $c_3 = 2,9 \cdot 10^{-7}$ ;  $d_3 = -7,27$ .

Таблиця № 3.3

Результати моделювання течії робочої рідини через вікно клапана перепаду тиску

$y \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	$Q_y \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$	$p_y \cdot 10^6, \text{ Н/м}^2$	$p_v \cdot 10^6, \text{ Н/м}^2;$
0,3	0,10	2,56	1,00
0,8	0,33	8,02	2,61
1,3	0,5	12,82	4,07

### 3.2. Математична модель адаптивної гідросистеми з перехресним зв'язком

Математична модель адаптивної гідросистеми побудована із урахуванням відомих і опублікованих експериментальних даних та аналітичних залежностей інших авторів, що займались дослідженням елементів подібних до використаних в роботі [1, 4, 5, 7, 15, 16, 22, 25, 28, 30, 58, 59, 67, 88, 102].

Імітаційне моделювання робочих процесів в адаптивній гідросистемі з використанням розробленої нелінійної математичної моделі дозволяє розв'язати такі задачі:

1. Дослідити стійкість роботи адаптивної гідросистеми та визначити раціональні значення параметрів регуляторів, що забезпечують стійку роботу в усіх діапазонах зміни режимів роботи.
2. Дослідити статичні характеристики адаптивної гідросистеми та розробити конструкцію розподільника з електрогідравлічним керуванням, що забезпечують пропорційне регулювання та стабілізацію швидкісних режимів гідродвигунів при необхідному співвідношенні швидкостей їх руху.
3. Дослідити енергетичні характеристики адаптивної гідросистеми та визначити засоби зменшення енергетичних втрат.



4. Визначити оптимальні значення параметрів регулятора насоса та клапана перепаду тиску, що забезпечують необхідну швидкодію адаптивних гідросистем та мінімізацію динамічних навантажень в приводах гідродвигунів.
5. Визначити налаштування регулятора, що реалізує перехресний зв'язок в адаптивній гідросистемі.
6. Розробити алгоритм та програму керування адаптивною гідросистемою мобільної машини, які забезпечують максимальне завантаження гідросистеми по величині тиску та безперебійність процесу шнекового буріння свердловин.

Для розроблення математичної моделі адаптивної гідросистеми використана розрахункова схема представлена на рис. 3.4, а також залежності, що описують роботу елементів які входять до її складу.

Витрата робочої рідини  $Q_{x1}$  через регульований дросель 17 визначалась за залежністю

$$Q_{x1} = a_1 x_1 + b_1 p_{y1} + c_1 p_{n1} + d_1.$$

Потік  $Q_{v1}$  на вході в гідромотор 6 визначався за формулою

$$Q_{v1} = \frac{2\pi\omega_m q_m}{\eta_1},$$

а потік  $Q_c$  на вході в гідроциліндр 5

$$Q_c = \frac{\pi d_c^2}{4} v_c,$$

де  $\omega_m$  – кутова швидкість валу гідромотора 6;

$v_c$  – лінійна швидкість поршня гідроциліндра 5;

$q_m$  – робочий об'єм гідромотора 6;

$d_c$  – площа поршня гідроциліндра 5;

$\eta_1$  – об'ємний ККД гідромотора 6.

Витоки  $Q_{u1}$  та  $Q_{u2}$  в регульованих насосах (рис. 3.7.) визначались як

$$Q_{u1} = k_n p_{n1},$$

$$Q_{u2} = k_n p_{n2},$$

де  $k_n=0,35 \cdot 10^{-11} \text{ м}^5/\text{Н} \cdot \text{с}$  – коефіцієнт витоків в регульованому насосі [7, 55].

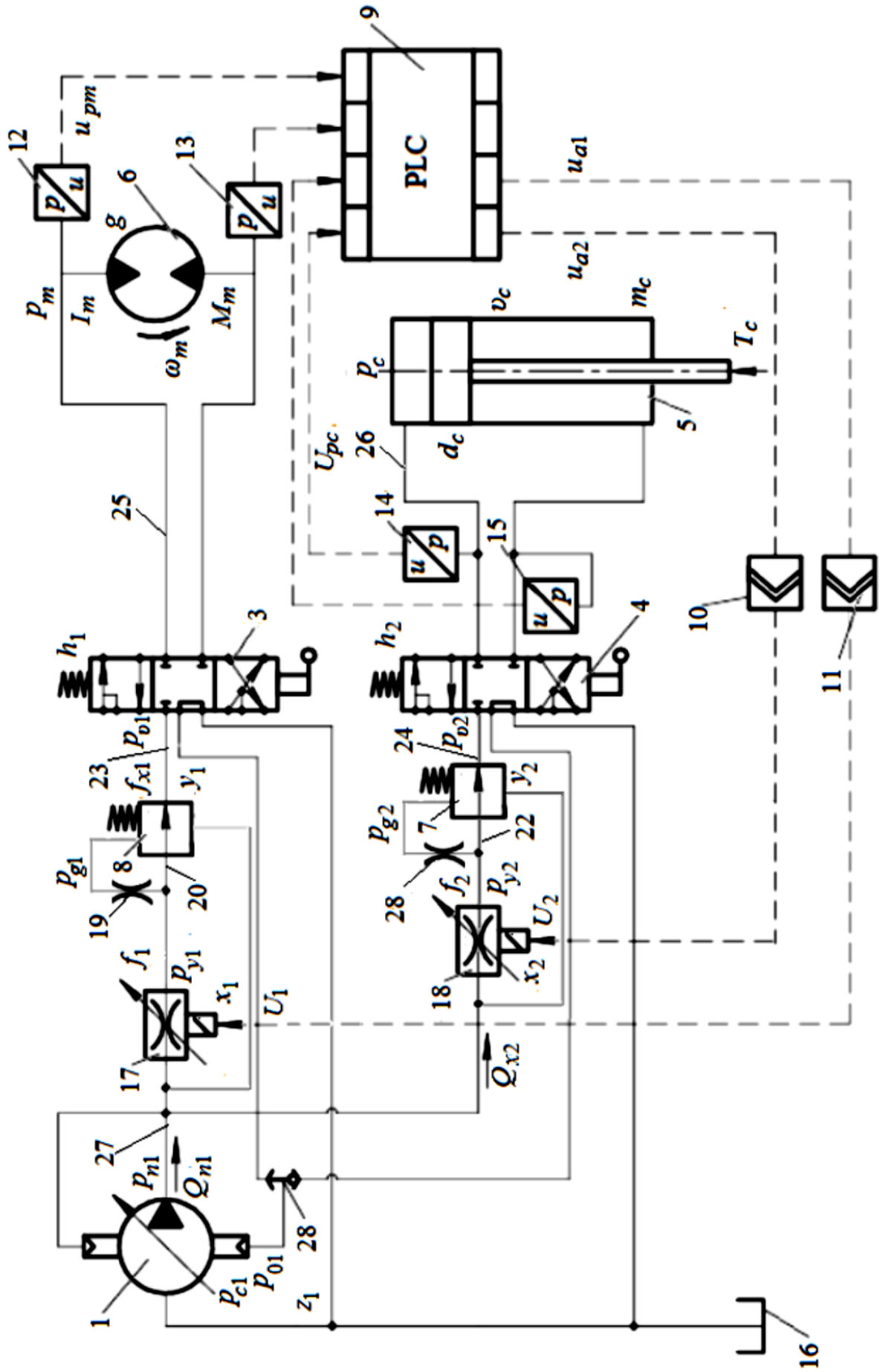


Рис. 3. 4. Розрахункова схема адаптивної гідросистеми на базі одного насоса

Подачі  $Q_{n1}$  та  $Q_{n2}$  насосів визначались за формулами [7]

$$Q_{n1} = \frac{\pi d_7^2}{4} d_8 k n_1 t_g \gamma_1,$$

$$Q_{n2} = \frac{\pi d_7^2}{4} d_8 k n_2 t_g \gamma_2,$$

де  $d_7$  – площі поршнів насосів;

$d_8$  – діаметр точок контакту поршнів на планшайбі;

$k$  – число поршнів в насосах;

$n_1, n_2$  – частоти обертання валів насосів, при умові, що в гідросистемі використано два насоса одного типу.

Величина витрати  $Q_{sn1}$  на стискання робочої рідини в гідролінії на вході насоса

$$Q_{sn1} = \beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt},$$

де  $\beta_n$  – приведений коефіцієнт стискання робочої рідини та гумометалевих трубопроводів;

$W_{n1}$  – об'єм робочої рідини в гідролінії на виході насоса.

Величина витрати  $Q_{sq1}$  на стискання робочої рідини в гідролінії та вході в гідромотор 6 визначалась за формулою

$$Q_{sq1} = \beta_n W_m \frac{dp_m}{dt},$$

де  $W_m$  – об'єм гідролінії на вході в гідромотор 6.

Величина витрати  $Q_{sc1}$  на стискання в робочої рідини в гідролінії на вході в гідроциліндр 5 визначалась за формулою

$$Q_{sc1} = \beta_n W_c \frac{dp_c}{dt},$$

де  $W_c$  – об'єм гідролінії на вході в гідроциліндр 5.

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 27 має вигляд

$$\frac{\pi d_7^2}{4} d_8 k n_1 t_g \gamma_1 - k_n p_{n1} = Q_{x1} + Q_{x2} + \mu k_z z_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{01}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{01}) + \beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt}.$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 20 має вигляд

$$Q_{x1} = Q_{y1} + \beta W_{y1} \frac{dp_{y1}}{dt} + \mu f_1 \sqrt{\frac{2|p_{y1} - p_{g1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y1} - p_{g1}).$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 22 має вигляд

$$Q_{x2} = Q_{y2} + \beta W_{y2} \frac{dp_{y2}}{dt} + \mu f_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{g2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y2} - p_{g2}).$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 23 має вигляд

$$Q_{y1} = Q_{v1} + \beta W_{v1} \frac{dp_{v1}}{dt}.$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 24 має вигляд

$$Q_{y2} = Q_{v2} + \beta W_{v2} \frac{dp_{v2}}{dt}.$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 25 має вигляд

$$Q_{v1} = \frac{2\pi\omega_m q_1}{\eta_1} + \beta_n W_m \frac{dp_m}{dt}.$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 26 має вигляд

$$Q_{v2} = \frac{\pi d_{c2}^2 v_c}{4} + \beta_n W_c \frac{dp_c}{dt}.$$

На рис. 3.5 представлено розрахункову схему регульованого насоса з регулятором.

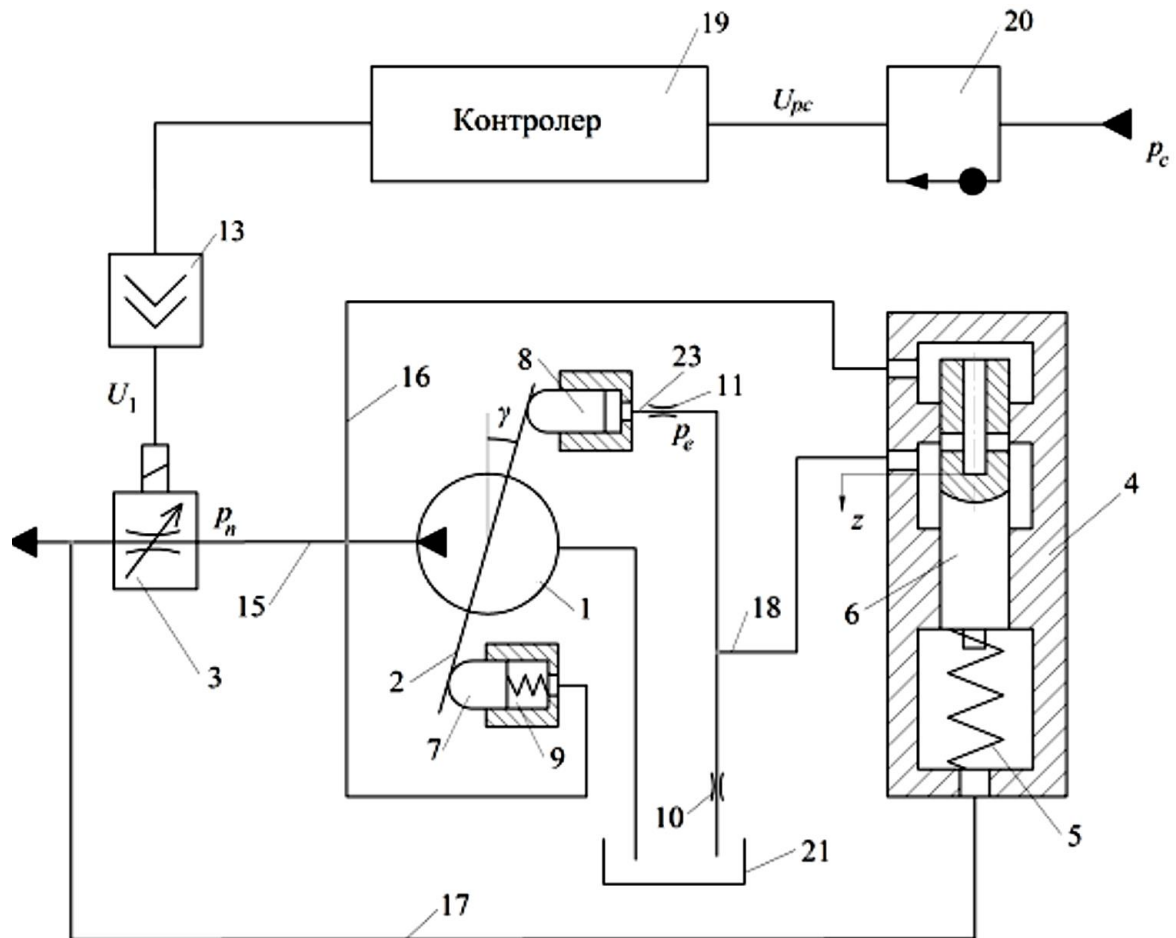


Рис. 3.5. Розрахункова схема регулятора насоса

При розробленні математичної моделі регулятора насоса використані наступні залежності. Витрата через робоче вікно регулятора 4 визначається за формулою

$$Q_{vz} = \mu k_{z1} z_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{01}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{n1} - p_{01}).$$

Витрата через дросель 10 визначається за формулою

$$Q_{vg} = \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_{01}}{\rho}}.$$

Витрата через демпфер 11 визначається за формулою

$$Q_{cc} = \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{01} - p_{e1}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{01} - p_{e1}).$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 23 має вигляд

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{01} - p_{e1}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{01} - p_{e1}) = \beta W_e \frac{dp_{e1}}{dt} - f_4 l \frac{dy_1}{dt} - (A_e p_{e1} + B_e t^0 + C_e \varepsilon_e^2).$$

Рівняння нерозривності потоків для гідролінії 18 має вигляд

$$\begin{aligned} \mu k_{z1} z_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{01}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{n1} - p_{01}) &= \beta W_0 \frac{dp_{01}}{dt} + \\ &+ \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{01} - p_{e1}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{01} - p_{e1}) + \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_{01}}{\rho}}. \end{aligned}$$

Розрахункова схема клапана перепаду тиску представлена на рис. 3.6. Схема включає золотник 4 з пружиною 5, розташований в корпусі 1. На вході золотника встановлено регульований дросель 2. Клапан перепаду тиску оснащений демпфером 3.

Витрата через демпфер 3 визначається за формулою

$$Q_{by} = \mu f_1 \sqrt{\frac{2|p_{y1} - p_{g1}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{y1} - p_{g1}).$$

Витрата, що обумовлена стисканням робочої рідини в камері 6

$$Q_{sg} = \beta W_{g1} \frac{dp_{g1}}{dt}.$$

Витрата, що виникає при переміщенні золотника 4

$$Q_{py} = \frac{\pi d_{y1}^2}{4} \cdot \frac{dy_1}{dt}.$$

Витоки через зазор між золотником 4 та корпусом 1 [55]



Коефіцієнт в'язкого тертя золотника 6

$$b_{p1} = \frac{\pi \rho v_k d_p l_p}{\varepsilon_p}.$$

Рівняння сил, що діють на золотник 8 регулятора насоса

$$m_p \frac{d^2 z_1}{dt^2} = p_{n1} \frac{\pi d_p^2}{4} - p_{c1} \frac{\pi d_p^2}{4} - c(H_p + z_1) - \frac{\pi \rho v_k d_p l_p}{\varepsilon_p} \frac{dz_1}{dt}.$$

Рівняння рівноваги сил, що діють на золотник клапана перепаду тиску 4 (див. рис. 3.6)

$$m_{y1} \frac{dy_1^2}{dt^2} = p_{n1} \frac{\pi d_{y1}^2}{4} - p_{g1} \frac{\pi d_{y1}^2}{4} - c_b(H_{y1} + y_1) - \left( A_{g1} + B_{g1} p_{n1} - \frac{D_{g1}}{y_1} + \frac{E_{g1}}{y_1^2} \right) - \frac{\pi \rho v_k d_{y1} l_{y1}}{\varepsilon_{y1}} \frac{dy_1}{dt}.$$

Рівняння рівноваги сил, що діють на золотник регульованого дроселя 18 (див. рис. 3.4)

$$U_2 k_{m2} = c_2(H_2 + x_2),$$

де  $k_{m2}$  – коефіцієнт передачі електромагніту регульованого дроселя;

$c_2$  – жорсткість пружини золотника регульованого дроселя;

$H_2$  – попереднє стискання пружини золотника регульованого дроселя.

Сила тертя в гідроциліндрі 5 визначається за формулою

$$T_{t2} = \pi d_{c2}(q_0 + k_q p_{c2}) - \pi d_{s2}(q_0 + k_q p_{u2}) [55].$$

Рівняння рівноваги сил, що діють на поршень гідроциліндра 5

$$m_c \frac{dv_c}{dt} = p_c \frac{\pi d_c^2}{4} - \pi d_{c2}(q_0 + k_q p_c) - \pi d_{s2}(q_0 + k_q p_p) - T_c.$$

де  $T_c$  – осьове зусилля на штоці гідроциліндра.

Рівняння моментів, що діють на вал гідромотора 6

$$I_1 \frac{d\omega_m}{dt} = p_m q_1 - b_{m1} \omega_m - M_m.$$

Рівняння падінь напруги в лінії керування від датчика тиску 12 до електромагніту регульованого дроселя 18 (див. рис. 3.4)

$$p_m k_4 F_n F_k(U_{pm}) = i_{m2},$$

де  $k_4$  – коефіцієнт пропорційності датчика тиску;

$F_n$  – коефіцієнт пропорційності підсилювача;

$F_k(U_{pm})$  – передавальна функція контролера.

Рівняння падінь напруги від контролера 9 до електромагніту регульованого дроселя 17

$$F_{k1}k_n = i_{m1}.$$

Модуль жорсткості робочої рідини з урахуванням наявності в ній нерозчиненого повітря [4]

$$E_p = \frac{1}{\beta} = \frac{\frac{W_f}{W_a} + 1}{\frac{W_f}{W_a} + E_{pa}p_a/p^2},$$

де  $W_f$  – об'єм рідини в газорідинній суміші при тиску  $p$ ;

$W_a$  – об'єм газу в газорідинній суміші;

$E_{pa}$  – модуль пружності робочої рідини при атмосферному тиску  $p_a$ .

Коефіцієнт податливості, що враховує стикання робочої рідини та деформацію гумометалевих трубопроводів [4]

$$\beta_n = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp}E_{mp}(p)},$$

де  $d_{mp}$  – діаметр трубопроводу;

$\delta_{mp}$  – товщина стінки трубопроводу;

$E_{mp}(p)$  – приведений модуль пружності гумометалевих трубопроводів.

Передавальна функція підсилювача моделювалась (див. пункт 4.3.2)

$$F_n = \frac{k_1(S+k_2)}{(S+k_3)(S+k_4)}.$$

Нелінійна математична модель побудована при таких спрощеннях та допущеннях. Параметри елементів гідросистеми розглядаються як зосередженні, в перехідних режимах роботи температура робочої рідини залишається незмінною, коефіцієнти витрати для дросельних та золотникових елементів вважаються постійними, кавітаційні режими в роботі гідросистеми відсутні, об'єми гідроліній та камер гідроциліндра за час перехідного процесу не змінюються, втрати тиску в гідролініях та каналах гідроапаратури, окрім розподільника, не враховуються. Контролер моделюється як аналоговий регулятор. Тиски в штоковій камері циліндра та на зливі гідромотора вважаються сталими величинами, тиск в контурі гідроциліндра не перевищує тиск в контурі гідромотора. Перетікання робочої рідини між камерами гідроциліндра не враховується.



Математична модель адаптивної гідросистеми (рис. 3.4) включає такі рівняння. Рівняння потоків для гідроліній: між регульованим насосом 1 та регульованими дроселями 17, 18 (рівняння 3.1); між регульованим дроселем 17 та клапаном перепаду тиску 8 (рівняння 3.2); між регульованим дроселем 18 та клапаном перепаду тиску 7 (рівняння 3.3); між клапаном перепаду тиску 8 та розподільним золотником 3 (рівняння 3.4); між клапаном перепаду тиску 7 та розподільним золотником 4 (рівняння 3.5); між розподільником 3 та гідромотором 6 (рівняння 3.6); між розподільником 8 та гідроциліндром 5 (рівняння 3.7); між демпфером 19 та клапаном перепаду тиску 8 (рівняння 3.8); між демпфером 20 та клапаном перепаду тиску 7 (рівняння 3.9); між золотником регулятора насоса 6 та дроселем 10 (рівняння 3.10); між демпфером 11 та плунжером 8 (рівняння 3.11). Рівняння моментів, що діють: на планшайбу насоса 1 (рівняння 3.12); на вал гідромотора 6 (рівняння 3.16). Рівняння сил, що діють на: регулятор насоса (рівняння 3.13); регульований дросель 17 (рівняння 3.18); регульований дросель 18 (рівняння 3.19); клапан перепаду тиску 8 (рівняння 3.14); клапан перепаду тиску 7 (рівняння 15); шток гідроциліндра 5 (рівняння 3.17). Рівняння падінь напруги для ліній керування: від датчика тиску 12 до регульованого дроселя 18 (рівняння 3.20); від контролера 9 до регульованого дроселя 17 (рівняння 3.21). Рівняння напруги на обмотках електромагнітів регульованих дроселів 18 та 17 (рівняння 3.22, 3.23).

$$\begin{aligned} \frac{\pi d_7^2}{4} d_8 k n_1 t_g \gamma_1 - k_n p_{n1} = Q_{x1} + Q_{x2} + \mu k_z z_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{01}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{n1} - p_{01}) + \\ + \beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt}; \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$Q_{x1} = Q_{y1} + \beta W_{y1} \frac{dp_{y1}}{dt} + \mu f_1 \sqrt{\frac{2|p_{y1} - p_{g1}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{y1} - p_{g1}) \quad (3.2)$$

$$Q_{x2} = Q_{y2} + \beta W_{y2} \frac{dp_{y2}}{dt} + \mu f_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{g2}|}{\rho}} \operatorname{sign}(p_{y2} - p_{g2}); \quad (3.3)$$

$$Q_{y1} = Q_{v1} + \beta W_{v1} \frac{dp_{v1}}{dt}; \quad (3.4)$$

$$Q_{y2} = Q_{v2} + \beta W_{v2} \frac{dp_{v2}}{dt}; \quad (3.5)$$

$$Q_{v1} = \frac{2\pi\omega_m q_m}{\eta_1} + \beta_n W_m \frac{dp_m}{dt}; \quad (3.6)$$

$$Q_{v2} = \frac{\pi d_{c2}^2 v_c}{4} + \beta_n W_c \frac{dp_c}{dt}; \quad (3.7)$$

$$\mu f_1 \sqrt{\frac{2|p_{y1}-p_{g1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y1} - p_{g1}) = \beta W_{g1} \frac{dp_{g1}}{dt} + \frac{\pi d_{y1}^2}{4} \cdot \frac{dy_1}{dt} + (A_y p_{g1} + B_y t^\circ + C_y \varepsilon_b^2); \quad (3.8)$$

$$\mu f_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2}-p_{g2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y2} - p_{g2}) = \frac{\pi d_{y2}^2}{4} \cdot \frac{dy_2}{dt} + \beta W_{g2} \frac{dp_{g2}}{dt} + (A_y p_{g2} + B t^\circ + C_y \varepsilon_b^2); \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} \mu k_z z_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1}-p_{o1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{o1}) &= \beta W_0 \frac{dp_{o1}}{dt} + \\ &+ \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{o1}-p_{e1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{o1} - p_{e1}) + \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_{o1}}{\rho}}; \end{aligned} \quad (3.10)$$

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{o1}-p_{e1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{o1} - p_{e1}) = \beta W_e \frac{dp_{e1}}{dt} - f_4 l \frac{d\gamma_1}{dt} - (A_e p_{e1} + B_e t^\circ + C_e \varepsilon_e^2); \quad (3.11)$$

$$\begin{aligned} I_1 \frac{d^2 \gamma_1}{dt^2} &= p_{n1} f_5 l - p_{e1} f_4 l - \frac{\pi \rho v_k d_4 l_4}{\varepsilon_0} l^2 \frac{d\gamma_1}{dt} \cos \gamma_1 - \frac{\pi \rho v_k d_5 l_5}{\varepsilon_0} l^2 \frac{d\gamma_1}{dt} \cos \gamma_1 + \\ &+ m_0 + m_1 Q_{n1} + m_2 p_{n1} + m_3 Q_{n1}^2 + m_4 p_{n1}^2 + m_5 p_{n1} Q_{n1}; \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$m_p \frac{d^2 z_1}{dt^2} = p_{n1} \frac{\pi d_p^2}{4} - p_m \frac{\pi d_p^2}{4} - c(H_p + z_1) - \frac{\pi \rho v_k d_p l_p}{\varepsilon_p} \frac{dz_1}{dt}; \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} m_{y1} \frac{dy_1^2}{dt^2} &= p_{n1} \frac{\pi d_{y1}^2}{4} - p_{g1} \frac{\pi d_{y1}^2}{4} - c_b(H_{y1} + y_1) - \left( A_{g1} + B_{g1} p_{n1} - \frac{D_{g1}}{y_1} + \frac{E_{g1}}{y_1^2} \right) - \\ &- \frac{\pi \rho v_k d_{y1} l_{y1}}{\varepsilon_{y1}} \frac{dy_1}{dt}; \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$\begin{aligned} m_{y2} \frac{dy_2^2}{dt^2} &= p_{n1} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} - p_{g2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} - c_b(H_{y2} + y_2) - \left( A_{g2} + B_{g2} p_{n1} - \frac{D_{g2}}{y_2} + \frac{E_{g2}}{y_2^2} \right) - \\ &- \frac{\pi \rho v_k d_{y2} l_{y2}}{\varepsilon_{y2}} \frac{dy_2}{dt}; \end{aligned} \quad (3.15)$$

$$I_1 \frac{d\omega_m}{dt} = p_m q_m - b_{m1} \omega_m - M_m - p_{m1} q_m; \quad (3.16)$$

$$m_c \frac{dv_c}{dt} = p_c \frac{\pi d_c^2}{4} - \pi d_{c2} (q_0 + k_q p_c) - \pi d_{s2} (q_0 + k_q p_p) - T_c; \quad (3.17)$$

$$U_1 k_{m1} = c_1 (H_1 + x_1); \quad (3.18)$$

$$U_2 k_{m2} = c_2 (H_2 + x_2); \quad (3.19)$$

$$p_m k_4 F_n F_k (U_{pm}) = i_{m2}; \quad (3.20)$$

$$F_{k1} k_n = i_{m1}; \quad (3.21)$$

$$U_2 = Le \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} Re; \quad (3.22)$$

$$U_1 = Le \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} Re. \quad (3.23)$$

Для гідросистеми мобільних робочих машин з великою потужністю раціональним є застосування двох регульованих насосів. Це зменшує долю втрат потужності в загальному енергобалансі гідросистеми мобільної машини. Розрахункова схема такої гідросистеми представлена на рис. 3.7.

Розрахункова схема включає два регульованих насоса 1 та 2 з автоматичними регуляторами подачі розподільники 3, 4, регульовані дроселі 7, 16, клапани перепаду тиску 8, 17, гідроциліндр 5, гідромотор 6, контролер 9, підсилювачі 10, 11, датчики тиску 12, 13, 14, 15, бак 16.

Математична модель варіанта адаптивної гідросистеми з двома насосами побудована на основі математичної моделі варіанта гідросистеми з одним насосом (рівняння 3.1 – 3.23) та додаткових рівнянь, що описують роботу другого регульованого насоса з автоматичним регулятором.

Рівняння нерозривності потоків для лінії 18 має вигляд

$$\frac{\pi d_7^2}{4} d_8 k n_1 t_g \gamma_2 - k_n p_{n2} = Q_{x2} + \mu k_z z_2 \sqrt{\frac{2|p_{n2} - p_{02}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n2} - p_{02}) + \beta_n W_{n2} \frac{dp_{n2}}{dt}. \quad (3.24)$$

Рівняння нерозривності потоків для автоматичного регулятора (див. рис. 3.5) має вигляд

$$\begin{aligned} \mu k_z z_2 \sqrt{\frac{2|p_{n2} - p_{02}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n2} - p_{02}) &= \beta W_0 \frac{dp_{02}}{dt} + \\ &+ \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{02} - p_{e2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{02} - p_{e2}) + \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_{02}}{\rho}}. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Рівняння нерозривності потоків для лінії 23 (див. рис. 3.5) має вигляд

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{02} - p_{e2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{02} - p_{e2}) = \beta W_e \frac{dp_{e2}}{dt} - f_4 l \frac{d\gamma_2}{dt} - (A_e p_{e2} + B_e t^\circ + C_e \varepsilon_e^2). \quad (3.26)$$

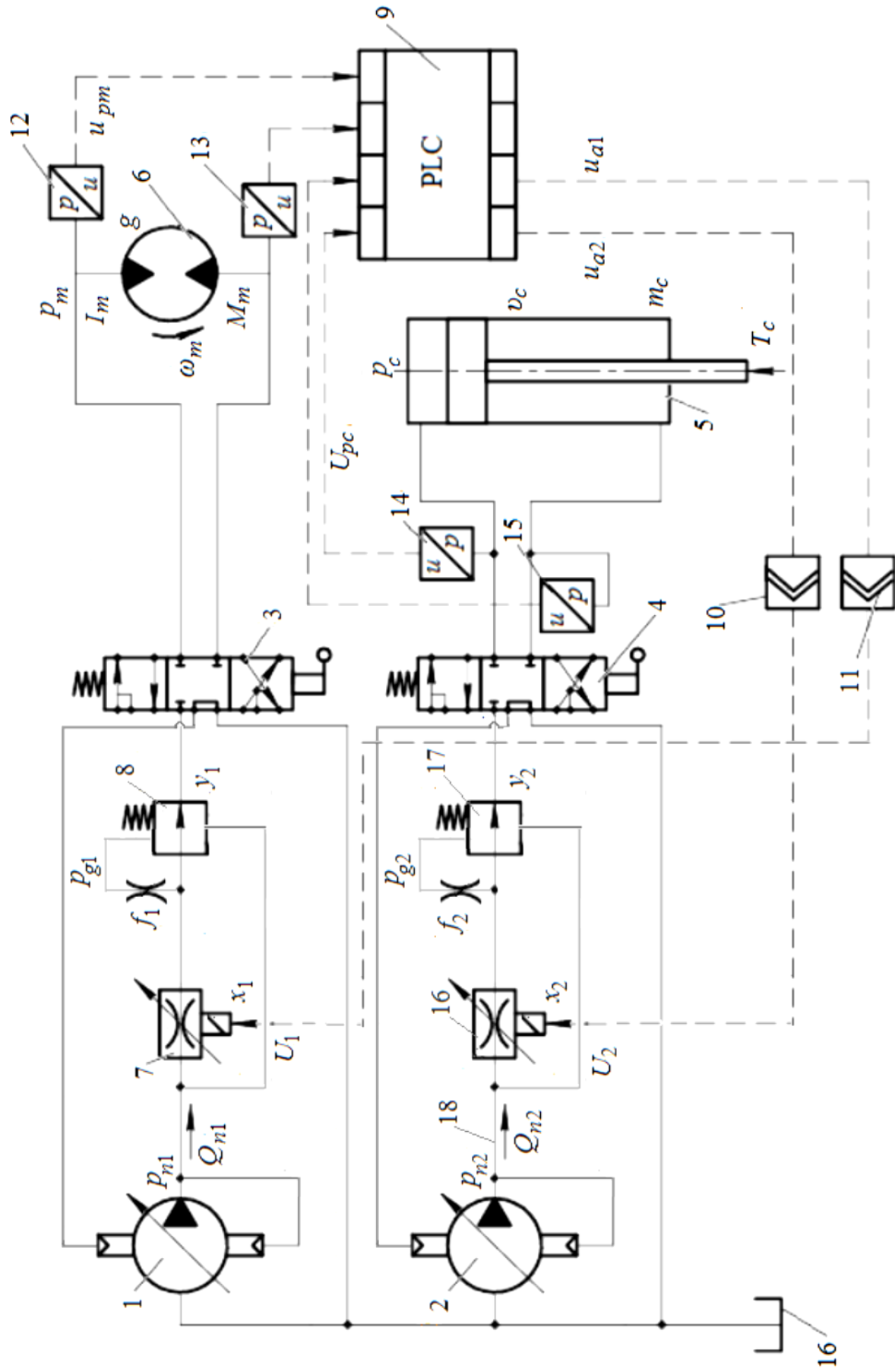


Рис. 3. 7. Розрахункова схема адаптивної гідросистеми на базі двох регульованих насоси

Рівняння моментів, що діють на планшайбу насоса 2 (див. рис. 3.7) має вигляд

$$I_2 \frac{d^2 \gamma_2}{dt^2} = p_{n2} f_5 l - p_{e2} f_4 l - \frac{\pi \rho v_k d_4 l_4}{\varepsilon_0} l^2 \frac{d\gamma_2}{dt} \cos \gamma_1 - \frac{\pi \rho v_k d_5 l_5}{\varepsilon_0} l^2 \frac{d\gamma_2}{dt} \cos \gamma_2 + \\ m_0 + m_1 Q_{n2} + m_2 p_{n2} + m_3 Q_{n2}^2 + m_4 p_{n2}^2 + m_5 p_{n2} Q_{n2}. \quad (3.27)$$

Рівняння сил, що діють на регулятор насоса має вигляд

$$m_p \frac{d^2 z_2}{dt^2} = p_{n2} \frac{\pi d_p^2}{4} - p_c \frac{\pi d_p^2}{4} - c(H_p + z_2) - \frac{\pi \rho v_k d_p l_p}{\varepsilon_p} \frac{dz_2}{dt}. \quad (3.28)$$

### 3.3. Структурна схема адаптивної гідросистеми на базі одного насоса

Адаптивна гідросистема забезпечує рух гідромотора та гідроциліндра. Динамічні процеси будуть визначатись взаємодією гідросистеми та зовнішніх збурень. На рис. 3.8 представлена структурна схема адаптивної гідросистеми на базі одного насоса.

Структурна схема включає два контури. Перший контур забезпечує рух гідромотора з частотою  $\omega_m$ , а другий забезпечує рух гідроциліндра зі швидкістю  $v_c$ . Для забезпечення налаштованих величин  $\omega_m$  та  $v_c$ , що визначаються контролером (див. рис. 2.1) необхідно щоб рушійний момент, що формується першим контуром, відповідав значенню моменту навантаження на гідромотора 6, а рушійна сила, що формується другим контуром, відповідала силі опору на штоку гідроциліндра 5. Такі співвідношення формуються системою керування адаптивної гідросистеми. Система керування в першому контурі використовує в якості зворотного зв'язку величину частоти обертання  $\omega_m$ , з урахуванням сигналів  $p_{n1}$ ,  $x_1$  та передавальної функції системи керування  $\frac{1}{\beta W_m + k_{53}}$  формує на вході гідромотора таке значення тиску  $p_m$ , при якому рушійний момент  $p_m g_m$  усталеному режимі буде відповідати значенню моменту опору  $M_m$  на валу гідромотора 6. Система керування в другому контурі використовує в якості зворотного зв'язку величину швидкості руху  $v_c$  штока гідроциліндра 5 і з урахуванням значень сигналів  $p_{y2}$ ,  $x_2$  та передавальної функції системи

керування  $\frac{1}{\beta W_c s + k_{23}}$  формує на вході в гідроциліндр таке значення тиску  $p_c$ , при якому рушійна сила  $p_c F_c$  на гідроциліндрі 5 буде дорівнювати в усталеному режимі силі опору  $T_c$ , що діє на шток гідроциліндра 5.

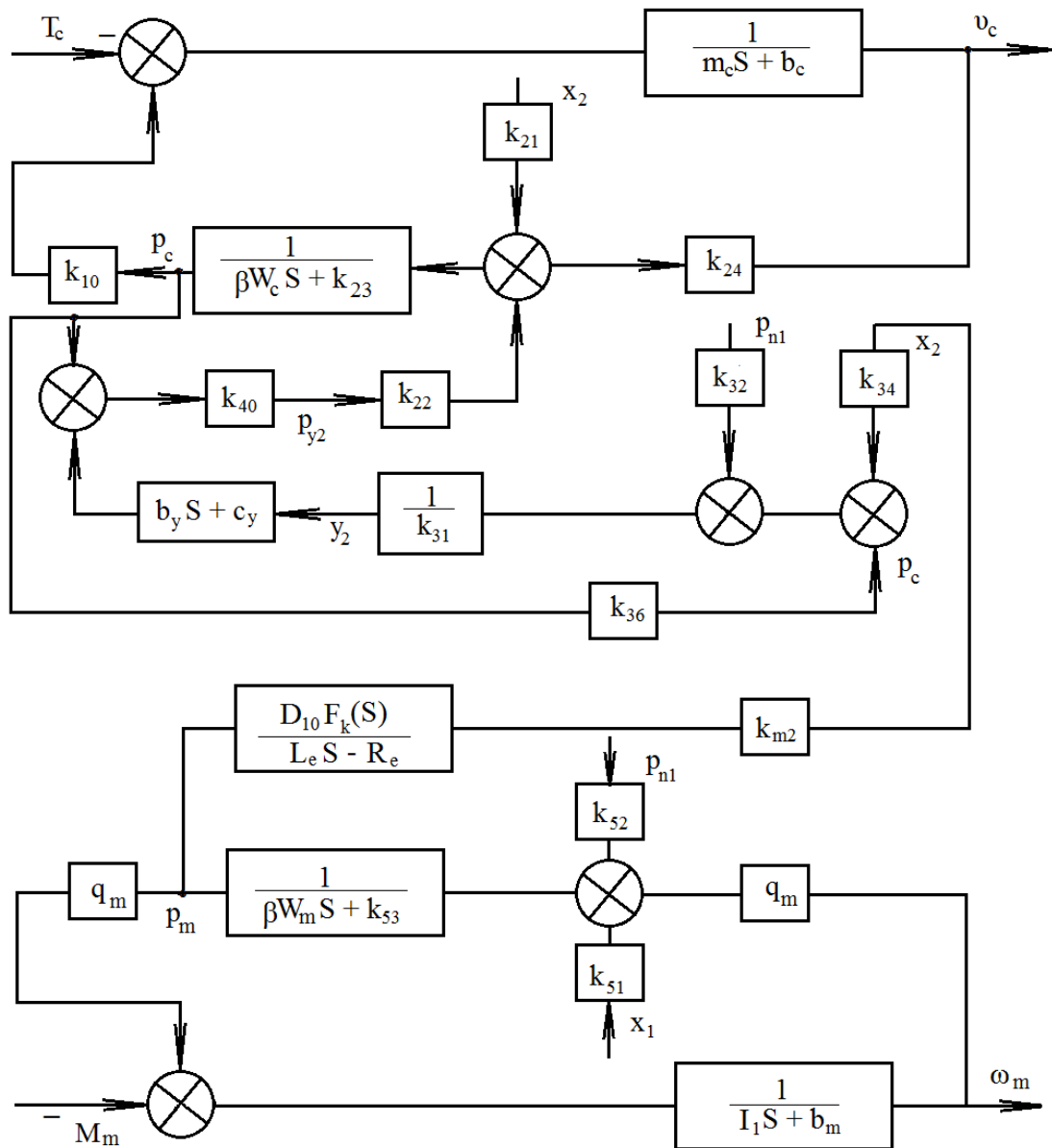


Рис. 3.8. Структурна схема адаптивної гідросистеми на базі одного насоса

Перехресний зв'язок в адаптивній гідросистемі, що має передавальну функцію  $\frac{D_{10} F_k(s)}{L_e s - R_e}$  забезпечує співвідношення між швидкістю руху  $v_c$  та частотою обертання  $\omega_m$  валу гідромотора 6, яке задається алгоритмом роботи контролера 9. Одночасно наявність перехресного зв'язку буде забезпечувати додаткову взаємодію першого та другого контурів в перехідних процесах, що приводить до погіршення динамічних характеристик адаптивної гідросистеми.

Перехресний зворотний зв'язок формує сигнал  $x_2$ , який поступає до регульованого дроселя гілки гідроприводу, що приводить до руху гідроциліндр. Використання зв'язку такого типу дозволяє проводити корегування величини швидкості руху гідроциліндра в залежності від величин тиску на вході в гідромотор.

### 3.4. Блок-схема розв'язання рівнянь математичної моделі

Блок-схема розв'язання системи диференціальних рівнянь математичної моделі адаптивної гідросистеми створена в середовищі MATLAB-Simulink [29] представлена на рис. 3.9.

Блок-схема включає підсистему CONTROLLER2, в якій сформовано алгоритм керування величиною робочого вікна регульованого дроселя 18 (див. рис. 3.4), що визначає величину швидкості штока гідроциліндра 6. Підсистема CONTROLLER1 служить для вибору режиму роботи адаптивної гідросистеми. Підсистема NASOS дозволяє розв'язати рівняння (3.1) математичної моделі і при введенні значення змінних  $\gamma_1, x_1, p_{y1}, p_{y2}, z_1, p_{01}, x_2$  визначає величину тиску  $p_{n1}$  на виході насоса 1. Підсистема REGULATOR ПОТОКА1 дозволяє розв'язати рівняння (3.2) математичної моделі і при введенні значення змінних  $y_1, p_{g1}, p_{v1}, x_1, p_{n1}$  визначає величину тиску  $p_{y1}$  в гідролінії 22. Підсистема REGULATOR ПОТОКА2 дозволяє розв'язати рівняння (3.3) математичної моделі і при введенні значення змінних  $y_2, p_{v2}, p_{g2}, x_2, p_{n1}, p_c$  визначає величину тиску  $p_{y2}$  в гідролінії 20. Підсистема DIREKT1 дозволяє розв'язати рівняння (3.4) математичної моделі і при введенні значення змінних  $y_1, p_{y1}, p_m$  визначає величину тиску  $p_{v1}$  на вході в розподільник 3. Підсистема DIREKT2 дозволяє розв'язати рівняння (3.5) математичної моделі і при введенні значення змінних  $y_2, p_{y2}, p_c$  визначає величину тиску  $p_{v2}$  на вході в розподільник 4. Підсистема RASHOD GIDROMOTORA дозволяє розв'язати рівняння (3.6) математичної моделі і при введенні значення змінних  $p_{v1}, \omega_m$  визначає величину тиску  $p_m$  на вході в гідромотор 6.

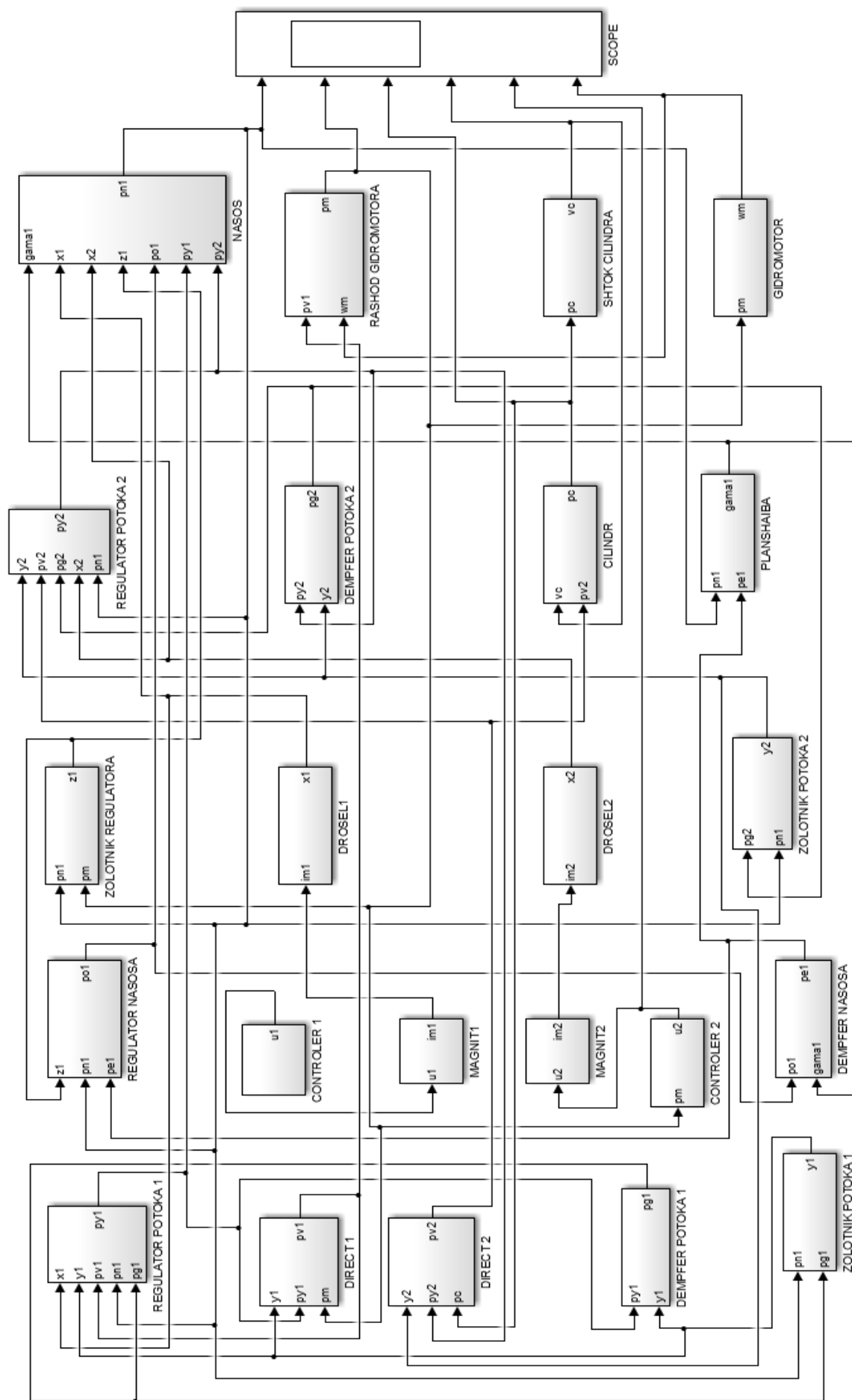


Рис. 3.9. Блок-схема розв'язання системи диференціальних рівнянь математичної моделі



Підсистема CILINDR дозволяє розв'язати рівняння (3.7) математичної моделі і при введенні значення змінних  $x_2, p_{n1}, v_c$  визначає величину тиску  $p_c$  на вході в гідроциліндр 5. Підсистема DEMPFER POTOCA1 дозволяє розв'язати рівняння (3.8) математичної моделі і при введенні значення змінних  $y_1, p_{y2}$  визначає величину тиску  $p_{g1}$ . Підсистема DEMPFER POTOCA2 дозволяє розв'язати рівняння (3.9) математичної моделі і при введенні значення змінних  $y_2, p_{y1}$  визначає величину тиску  $p_{g2}$ . Підсистема REGULATOR NASOSA дозволяє розв'язати рівняння (3.10) математичної моделі і при введенні значення змінних  $z_1, p_{n1}, p_{e1}$  визначає величину тиску  $p_{o1}$ . Підсистема DEMPFER NASOSA дозволяє розв'язати рівняння (3.11) математичної моделі і при введенні значення змінних  $p_{o1}, \gamma_1$  визначає величину тиску  $p_{e1}$  в камері сервоциліндра. Підсистема PLANSHAIBA дозволяє розв'язати рівняння (3.12) математичної моделі і при введенні значення змінних  $p_{n1}, p_{e1}$  визначає величину кута  $\gamma_1$  планшайби насоса 1. Підсистема ZOLOTNIK REGULATORA дозволяє розв'язати рівняння (3.13) математичної моделі і при введенні значення змінних  $p_m, p_{n1}$ , визначає величину координати  $z_1$  положення золотника регулятора насоса 1. Підсистема ZOLOTNIK POTOCA1 дозволяє розв'язати рівняння (3.14) математичної моделі і при введенні значення змінних  $p_{g1}, p_{n1}$  визначає величину переміщення  $y_1$  клапану перепаду тиску 7. Підсистема ZOLOTNIK POTOCA2 дозволяє розв'язати рівняння (3.15) математичної моделі і при введенні значення змінних  $p_{g2}, p_{n1}$  визначає величину переміщення  $y_2$  клапану перепаду тиску 7. Підсистема GIDROMOTOR дозволяє розв'язати рівняння (3.16) математичної моделі і при введенні значення  $p_m$  визначає величину кутової швидкості  $\omega_m$  вала гідромотора 6. Підсистема SHTOK CILINDRA дозволяє розв'язати рівняння (3.17) математичної моделі і при введенні значення  $p_c$  визначає величину швидкості  $v_c$  руху поршня гідроциліндра 5. Підсистема DROSEL1 дозволяє розв'язати рівняння (3.18) математичної моделі і при введенні значення  $U_1$  визначає величину координати переміщення  $x_1$  регульованого дроселя 17. Підсистема DROSEL2 дозволяє розв'язати рівняння (3.19) математичної моделі і при введенні значення  $U_2$  визначає величину переміщення  $x_2$  регульованого дроселя 18. Підсистема MAGNIT2 дозволяє розв'язати рівняння (3.22) математичної

моделі і при введенні значення змінної  $i_{m2}$  визначає величину напруги  $U_2$ . Підсистема MAGNIT1 дозволяє розв'язати рівняння (3.23) математичної моделі і при введенні значення змінної  $i_{m1}$  визначає величину напруги  $U_1$ . Блок SKOPE дозволяє реєструвати залежності змінних, що описують стан адаптивної гідросистеми від часу при зміні зовнішніх навантажень або подачі сигналів керування від контролера.

На рис. 3.10 представлена блок-схема підсистеми NASOS для розв'язання рівняння (3.1), що входить до математичної моделі і відображає співвідношення потоків, які надходять та витікають з гідролінії 27 (див. рис. 3.4). Для розв'язання цього рівняння в блок-схему необхідно передати значення змінних  $\gamma_1$ ,  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $z_1$ ,  $p_{01}$ ,  $p_{y1}$ ,  $p_{y2}$ , для чого використані відповідні блоки вводу значень змінних.

Блок Produkt14 формує величину подачі насоса 1, що визначається за виразом  $\frac{\pi d_7^2}{4} d_8 k n_1 t_g \gamma_1$ . Блок Produkt15 формує значення витоків, що мають місце в насосі 1 і визначаються за виразом  $k_n p_{n1}$ . Блок add1 моделює вираз  $a_1 x_1 + b_1 p_{y1} + c_1 p_{n1} + d_1$ , якій описує витрату робочої рідини через регульований дросель 17.

Блок add2 моделює вираз  $a_2 x_2 + b_2 x_2 + c_2 p_{y2} + d_2$ , якій описує витрату робочої рідини через регульований дросель 18. Блоки Produkt2 та Produkt16 моделюють вираз  $\mu k_z z_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{01}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{01})$ , який описує витрату робочої рідини через регулятор насоса 1. Блок add3 моделює алгебраїчну суму складових, що входять у рівняння (3.1) за виключення складової  $\beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt}$ . Блок Produkt3 дозволяє знайти величину  $\frac{dp_{n1}}{dt}$ , яка інтегрується блоком Integrator при відповідному початковому значенні. В результаті інтегрування на виході підсистеми NASOS визначається залежність від часу величини тиску  $p_{n1}$  на виході насоса 1.

На рис. 3.11 представлена підсистема CONTROLLER для моделювання роботи датчика тиску, контролера та підсилювача електромагніту.

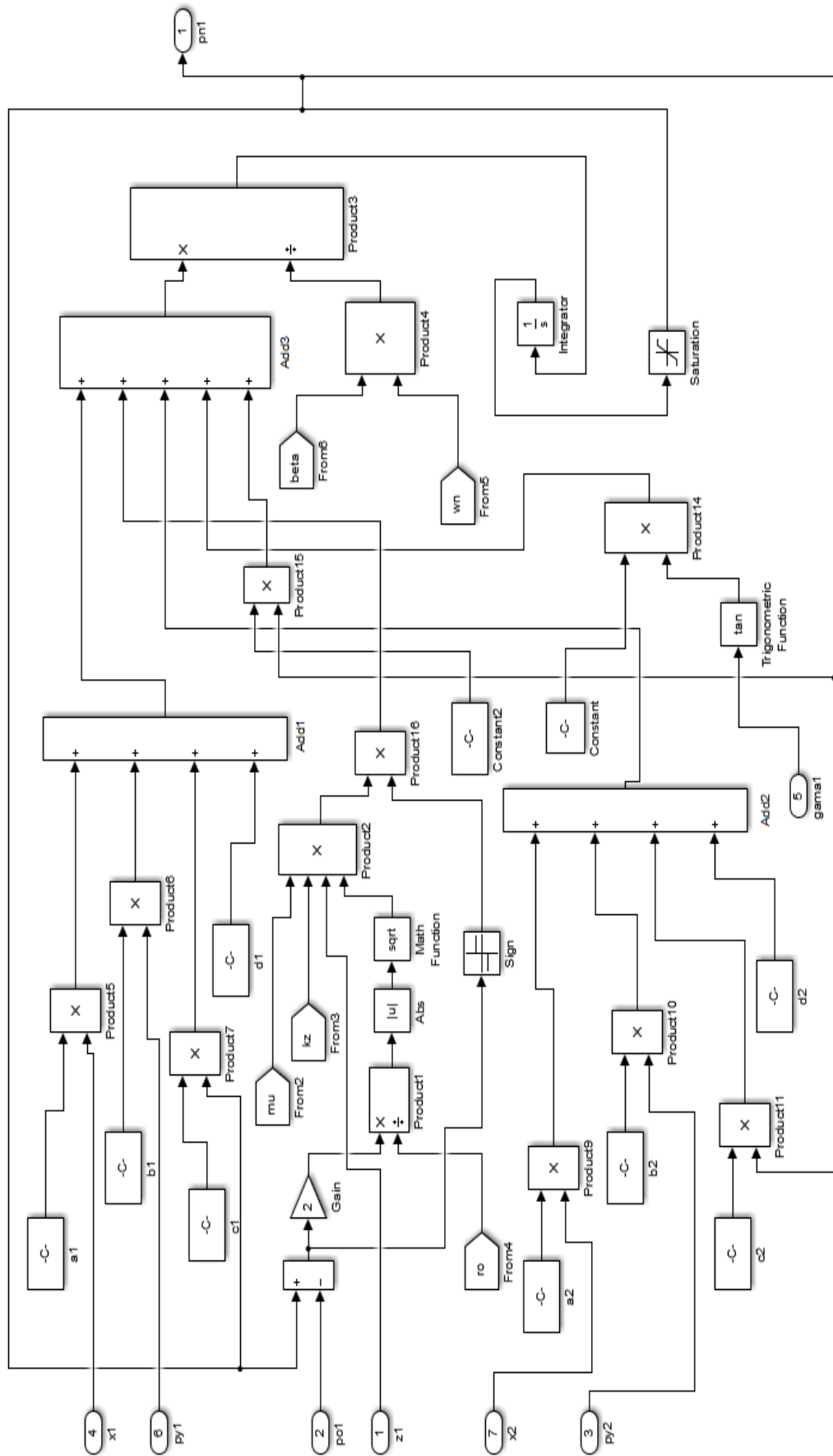


Рис. 3.10. Блок-схема моделювання роботи насоса

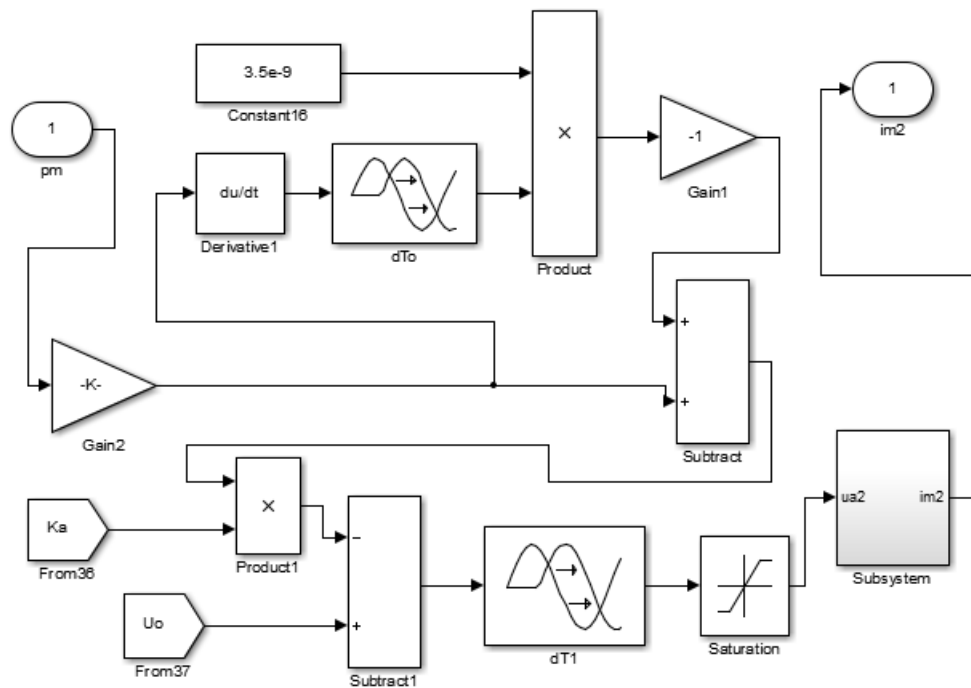


Рис. 3.11. Блок-схема моделювання роботи датчика тиску, контролера та підсилювача електромагніту

Підсистема розв'язує рівняння (3.20), що входить до математичної моделі і відображає залежність між тиском  $p_m$  на вході в гідромотор та струмом  $i_{m2}$  в обмотці електромагніту. Блок Derivative 1 забезпечує диференціювання змінної  $U_{pm}$ , блок  $dT_0$  вносить затримку в процес передачі сигналу  $\frac{dU_{pm}}{dt}$ , блок Constant 16 вводить значення величини коефіцієнта передачі  $k_p$  корегувальної складової сигналу перехресного зв'язку. Блок Product визначає добуток  $k_p \frac{dU_{pm}}{dt}$ , а блок Subtract знаходить суму сигналів  $U_{pm} + k_p \frac{dU_{pm}}{dt}$ . Блоки From 36, From 37, Product 1, Subtract 1 формують величину  $U_0 - k_a U_{pm}$ , а блок  $dT_1$  формує затримку цієї величини. Блок  $F_a$  моделює передавальну функцію підсилювача. Підсистема Subsystem моделює роботу підсилювача електромагніту.

### 3.5. Параметри математичної моделі

Розроблена математична модель адаптивної гідросистеми дозволила вивчити вплив параметрів, що характеризують конструкції гідроапаратури, а

також вплив умов та режимів роботи на стійкість гідросистеми, її статичні, енергетичні та динамічні характеристики. В процесі досліджень ряд значень параметрів гідросистеми не змінювались і були такими:

$\mu=0,67$ ;  $\rho=900$  кг/см<sup>3</sup>;  $d_7=12\cdot10^{-3}$  м;  $d_8=69\cdot10^{-3}$  м;  $k=7$ ;  $n=25$  об/с;  $l=64\cdot10^{-3}$  м;  $W_0=0,03\cdot10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $W_c=0,03\cdot10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $W_{g2}=0,03\cdot10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $W_y=0,01\cdot10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $\eta_1=0,85$ ;  $k_n=0,35\cdot10^{-11}$  м<sup>5</sup>·Н/с;  $W_b=0,01\cdot10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $\varepsilon_b=30\cdot10^{-6}$  м;  $c_b=1,5\cdot10^4$  Н/м;  $l_4=20\cdot10^{-3}$  м;  $\varepsilon_0=20\cdot10^{-3}$  м;  $l_5=20\cdot10^{-3}$  м;  $l_p=20\cdot10^{-3}$  м;  $\varepsilon_p=20\cdot10^{-6}$  м;  $c_p=1,5\cdot10^4$  Н/м;  $l_b=20\cdot10^{-3}$  м;  $\varepsilon_b=20\cdot10^{-6}$  м;  $c_y=1,5\cdot10^4$  Н/м;  $l_{y1}=l_{y2}=30\cdot10^{-3}$  м;  $\varepsilon_{y2}=\varepsilon_{y2}=30\cdot10^{-6}$  м;  $Le=50\cdot10^{-6}$  Гн;  $Re=20$  Ом;  $c_2=1\cdot10^4$  Н/м;  $c_1=1\cdot10^4$  Н/м;  $k_q=67\cdot10^{-4}$  м;  $q_0=0,35\cdot10^{-3}$  Н/м,  $k_{m1}=k_{m2}=13$  Н/В.

Параметри регуляторів насоса, клапанів перепаду тисків та регульованих дроселів, що складають систему керування адаптивної гідросистеми представлені в табл. № 3.4.

Таблиця № 3.4

Параметри системи керування адаптивної гідросистеми

№ п/п	Найменування параметра	Позна- чення	Одиниця вимірю- вання	Діапазон зміни значень
1	Діаметр золотника регулятора насоса	$d_p$	м	$(7\ldots9)\cdot10^{-3}$
2	Коефіцієнт підсилення вікна золотника регулятора насоса	$k_{z1}, k_{z2}$	м	$(1,0\ldots8,0)\cdot10^{-3}$
3	Площа дроселя регулятора насоса	$f_{01}, f_{02}$	м <sup>2</sup>	$(0,5\ldots2,5)\cdot10^{-6}$
4	Площа демпфера сервоциліндра насоса	$f_e$	м <sup>2</sup>	$(0,8\ldots2,0)\cdot10^{-6}$
5	Демпфер клапана перепаду тиску	$f_1, f_2$	м <sup>2</sup>	$(0,6\ldots1,2)\cdot10^{-6}$
6	Коефіцієнт підсилення робочого вікна клапана перепаду тиску	$k_{y1}, k_{y2}$	м	$(10\ldots30)\cdot10^{-3}$
7	Діаметр клапана перепаду тиску	$d_{y1}, d_{y2}$	м	$(10\ldots20)\cdot10^{-3}$

Параметри математичної моделі, що залежать від конструктивного виконання адаптивної гідросистеми та режимів її роботи представлені в табл. № 3.5

Таблиця № 3.5

## Значення параметрів математичної моделі

№ п/п	Найменування параметра	Позна- чення	Одиниця вимірю- вання	Діапазон зміни значень
1	Подача робочої рідини до гідромотора	$Q_m$	м <sup>3</sup> /с	$(0,07...0,5) \cdot 10^{-3}$
2	Подача робочої рідини до гідроциліндра	$Q_c$	м <sup>3</sup> /с	$(0,07...0,4) \cdot 10^{-3}$
3	Момент опору на валу гідромотора	$M_m$	Н·м	260...1000
4	Момент інерції приведений до вала гідромотора	$I_m$	кг·м <sup>2</sup>	0,02...10
5	Момент інерції рукояті зі шнеком	$I_p$	кг·м <sup>2</sup>	500...900
6	Осьове зусилля на гідроциліндрі	$T_c$	Н	20000...60000
7	Об'єм гідролінії між насосом, регулятором потоку та регульованим дроселем	$W_{n1}$	м <sup>3</sup>	$(1,0...5,0) \cdot 10^{-3}$
8	Об'єм гідролінії між гідро-розподільником та гідромотором	$W_m$	м <sup>3</sup>	$(1,0...3,0) \cdot 10^{-3}$
9	Об'єм гідролінії між гідро-розподільником та гідроциліндром	$W_c$	м <sup>3</sup>	$(1,0...10,0) \cdot 10^{-3}$
10	Робочий об'єм гідромотора	$q_m$	м <sup>3</sup>	$(10...100) \cdot 10^{-3}$
11	Діаметр поршня	$d_c$	м	$(30...80) \cdot 10^{-3}$
12	Подача насоса	$Q_{n1}$	м <sup>3</sup> /с	$(0,1...1,5) \cdot 10^{-3}$
13	Сумарний коефіцієнт податливості робочої рідини та трубопроводу	$\beta_n$	м <sup>2</sup> /Н	$0,73 \cdot 10^{-9}$
14	Кінематичний коефіцієнт в'язкості робочої рідини	$\nu_k$	м <sup>2</sup> /с	$(10...1600) \cdot 10^{-6}$
15	Діаметр штока гідроциліндра	$d_{ш2}$	м	$(15...40) \cdot 10^{-3}$
16	Маса приведена до штока гідроциліндра	$m_c$	кг	100...600

**3.6. Дослідження стійкості роботи адаптивної гідросистеми**

Адаптивна гідросистема являє собою складний динамічний об'єкт, на який діють змінні за величиною зовнішні навантаження. В адаптивній гідросистемі

одночасно працює декілька регуляторів: регулятор насоса, клапан перепаду тиску та контролер, що виконує роль адаптивного регулятора. Окрім того в рухомих елементах агрегатів гідросистеми має місце наявність сухого та рідинного тертя, регулятори мають значний коефіцієнт підсилення, а робоча рідина та гумо-металеві трубопроводи мають властивості стиснення під дією зовнішніх навантажень. Все це обумовлює можливість виникнення нестійких режимів руху гідродвигунів, які входять до складу гідросистеми, що проявляється як автоколивальні процеси із значною амплітудою величин тиску в гідросистемі та швидкості руху гідромотора і гідроциліндра [44, 50, 56].

Запобігти виникненню нестійких режимів роботи адаптивної гідросистеми можливо за рахунок раціонального вибору параметрів регуляторів. З цією метою проведено дослідження умов виникнення нестійких режимів роботи адаптивної гідросистеми та здійснено вибір раціональних значень параметрів регуляторів, що виключають виникнення нестійкої роботи гідросистеми на всіх режимах роботи.

На рис. 3.12 представлено перехідний процес в адаптивній гідросистемі при ступінчастій зміні моменту  $M_m$  на валу гідромотора з 200 Н·м до 800 Н·м.

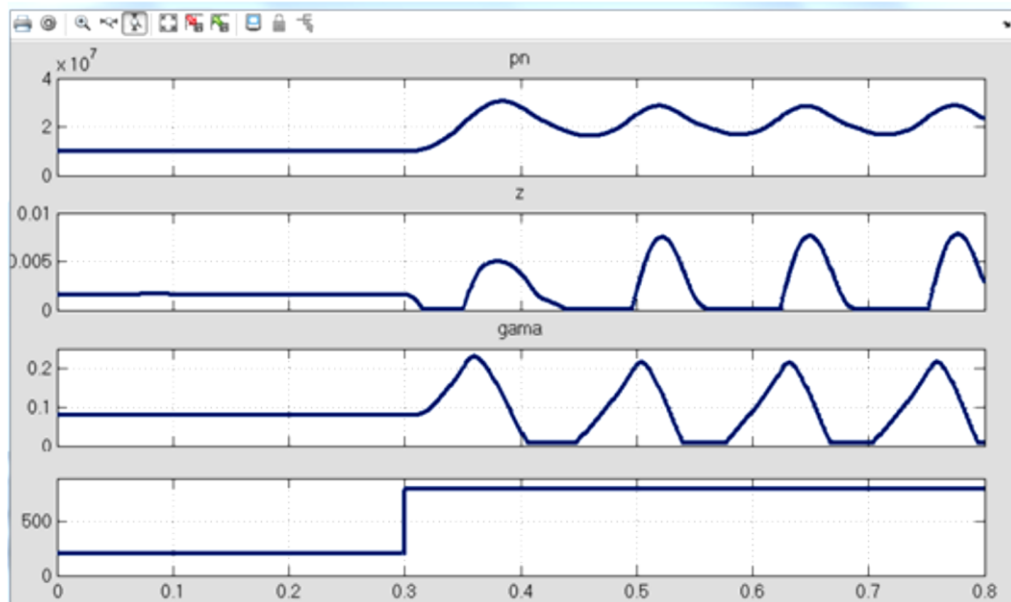


Рис. 3.12. Нестійка робота адаптивної гідросистеми

Перехідний процес є нестійким і в гідросистемі при навантаженні  $M_m = 800$  Н·м мають місце коливання, що не затухають. В процесі досліджень

виявлено, що при несприятливих сполученнях конструктивних параметрів регуляторів адаптивної гідросистеми нестійка робота мала місце на всіх режимах роботи. При кращих сполученнях конструктивних параметрів регуляторів перехідний процес в гідросистемі стає затухаючим і стійкість в перехідному процесі оцінюється по числу  $k$  повних коливань змінних, що описують стан гідросистеми. Запас стійкості гідросистеми визначається по значенню величини  $k$  в перехідному процесі та вважається достатнім при  $k = 3$ .

Досліджено вплив умов роботи адаптивної гідросистеми, що характеризується її параметрами  $d_c$ ,  $q_m$ ,  $Q_{n1}$ ,  $W_m$ ,  $W_{n1}$ ,  $W_c$ . Ці параметри в процесі досліджень змінювались в таких діапазонах:  $d_c = (40 \dots 110) \cdot 10^{-3}$  м,  $q_m = (10 \dots 100) \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>,  $Q_{n1} = (0,4 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с,  $W_{n1} = (1 \dots 3) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>,  $W_m = (1 \dots 3) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>,  $W_c = (1 \dots 3) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>. Значення коливальності  $k < 3$  досягнуті при  $d_c < 60 \cdot 10^{-3}$  м,  $W_c > 2,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>,  $W_{n1} > 2 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> (рис. 3.13, а),  $q_m$ ,  $W_m < 2,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>,  $Q_{n1} < 0,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с (рис. 3.13, б). Зменшення показника коливальності  $k$  досягається при зменшенні  $d_c$ ,  $Q_{n1}$  і збільшенні  $q_m$ ,  $W_c$ . Об'єми  $W_m$  та  $W_{n1}$  необхідно вибирати меншими з розглянутих діапазонів.

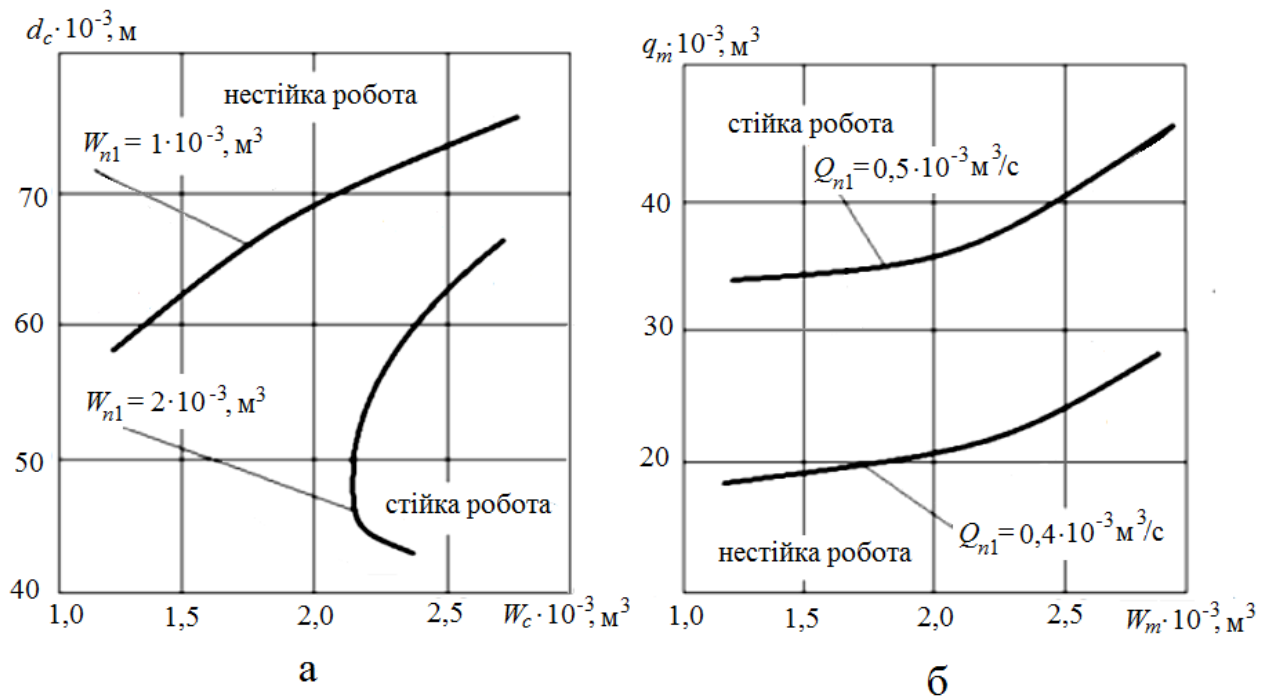


Рис. 3.13. Вплив параметрів, що характеризують умови роботи адаптивної гідросистеми на стійкість: а –  $d_c$ ,  $W_{n1}$ ,  $W_c$ ; б –  $q_m$ ,  $Q_{n1}$ ,  $W_m$



До режимів роботи адаптивної гідросистеми віднесено: момент інерції  $I_m$  на валу гідромотора 6, маса  $m_c$ , яку переміщує шток гідроциліндра 5, витрата  $Q_m$ , що подається до гідромотора 6, витрата  $Q_c$ , що подається до гідроциліндра 5, зусилля  $T_c$ , що діє на шток гідроциліндра 5 та момент  $M_m$ , що діє на вал гідромотора 6. Режими роботи адаптивної гідросистеми в процесі досліджень змінювались в таких діапазонах:  $I_m = (0,02 \dots 10,0) \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $m_c = (100 \dots 600) \text{ кг}$ ;  $Q_m = (0,01 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $Q_c = (0,01 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $T_c = (20 \dots 60) \text{ кН}$ ;  $M_m = (300 \dots 900) \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Вплив режимів роботи на стійкість адаптивної гідросистеми представлено на рис. 3.14. При  $Q_m > 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  (рис. 3.14, а) стійка робота буде забезпечена при  $I_m > 1,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  та  $M_m < 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . При значеннях  $m_c < 100 \text{ кг}$  та  $T_c < 25 \text{ кН}$  адаптивна гідросистема працює стійко ( $k = 3$ ) на всіх значеннях витрати  $Q_c$ , що подається до гідроциліндра 5.

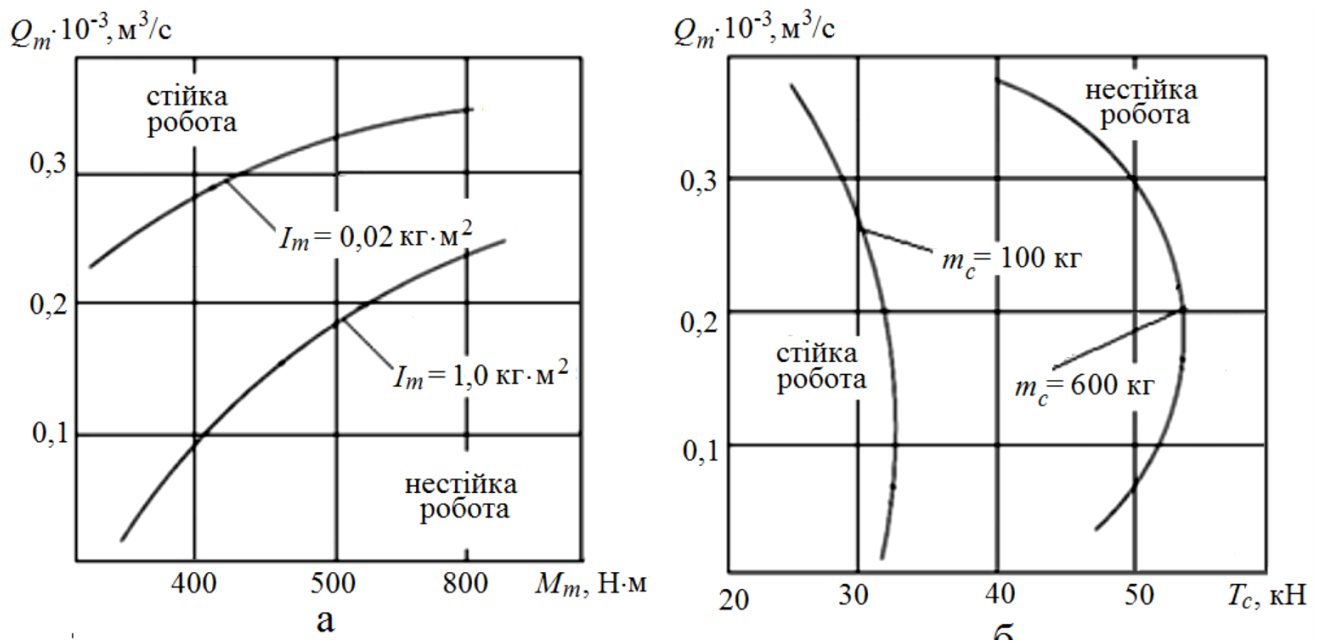


Рис. 3.14. Вплив параметрів, що характеризують режими роботи  $Q_m$ ,  $I_m$ ,  $M_m$  (а) та  $Q_c$ ,  $m_c$ ,  $T_c$  (б), на стійкість адаптивної гідросистеми

Додаткові можливості забезпечення стійкої роботи адаптивної гідросистеми реалізовані за рахунок раціонального вибору конструктивних параметрів регулятора насоса та клапана перепаду тиску. До таких параметрів віднесено параметри регулятора насоса:  $f_{01}$  – площа дроселя;  $k_{z1}$  – коефіцієнт підсилення робочого вікна;  $f_e$  – площа дроселя сервоциліндра. Для клапана

перепаду тиску на стійкість в найбільшій мірі впливають:  $f_2$  – площа демфера;  $k_{y2}$  – коефіцієнт підсилення робочого вікна;  $d_{y2}$  – діаметр клапана.

Розраховано перехідний процес в адаптивній гідросистемі при ступінчастій зміні моменту  $M_m$  на валу гідромотора 6, який представлено на рис. 3.15.

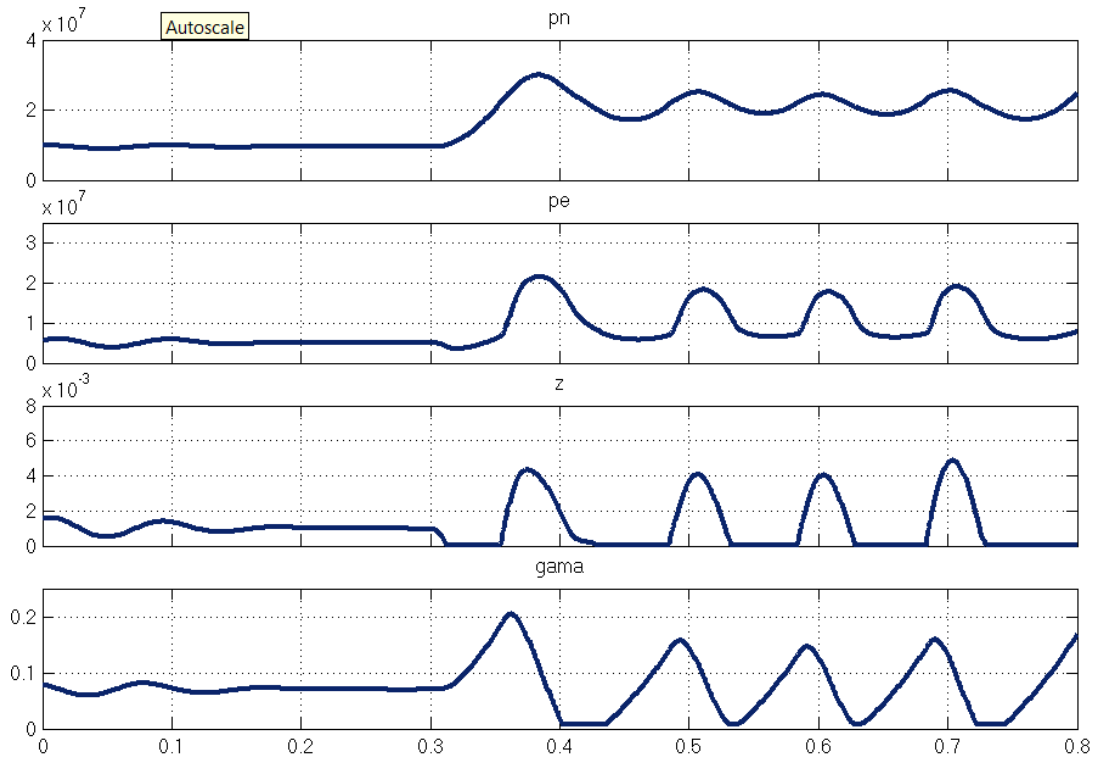


Рис. 3.15. Перехідний процес в адаптивній гідросистемі при  $f_{01} = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

При значенні  $M_m = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$  гідросистема працює в нестійкому режимі. Мають місце незатухаючі коливання з частотою 10 Гц, при амплітуді зміни тиску  $p_{n1}$  рівній 5,0 МПа. Значення площі дроселя регулятора  $f_{01}$  в цьому випадку дорівнює  $f_{01} = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . При зміні величини площі дроселя до  $f_{01} = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  забезпечується стійка робота адаптивної гідросистеми (рис. 3.16). Механізм впливу величини площі дроселя  $f_{01}$  на стійкість роботи гідросистеми такий. При зростанні моменту  $M_m$  на валу гідромотора 6 відповідно зростають значення  $p_{n1}$ ,  $\gamma$ ,  $p_{01}$ . При більшому значенні площі дроселя  $f_{01} = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  максимальне значення тиску  $p_{n1}$  буде меншим ніж при роботі гідросистеми з регулятором в якому  $f_{01} = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . Це призведе до зменшення амплітуди коливань тисків  $p_{n1}$  та  $p_{01}$ . Відповідно в наступні періоди коливань амплітуди змінних  $p_{n1}$ ,  $\gamma$ ,  $p_{01}$

будуть зменшуватись та за рахунок демпфування регулятора та планшайбі насоса 1 перехідний процес буде затухаючим.

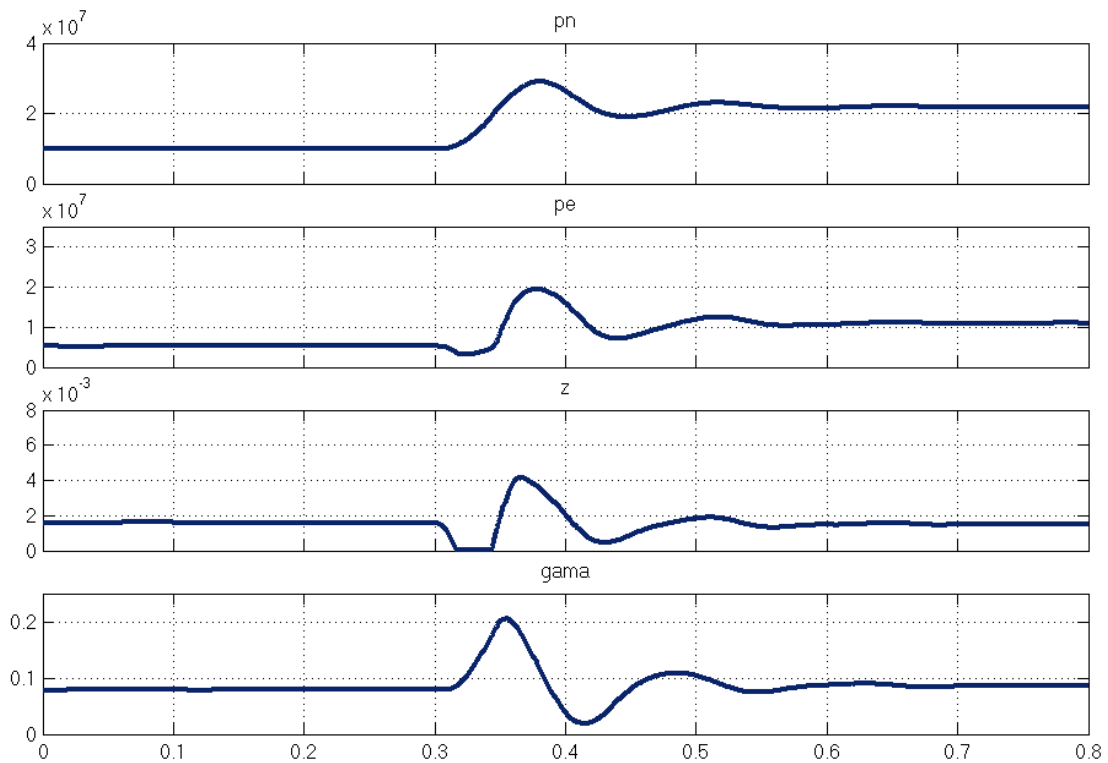


Рис. 3.16. Перехідний процес в адаптивній гідросистемі при  $f_{01} = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

Забезпечити стійку роботу адаптивної гідросистеми також дозволяє раціональний вибір параметра  $k_{z1}$  (рис.3.17)

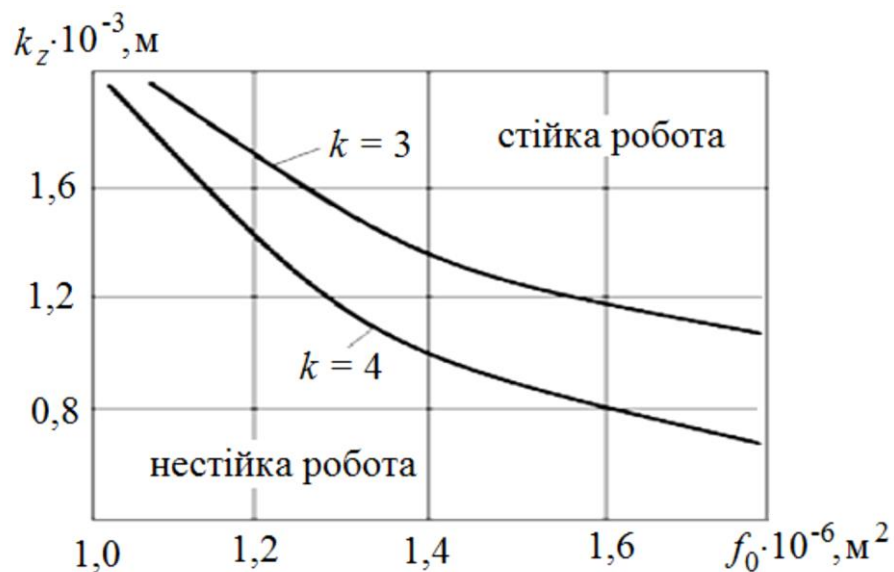


Рис. 3.17. Вплив параметрів  $k_{z1}$  та  $f_{01}$  на показник коливальності в гідросистемі

При збільшенні величини  $k_{z1}$  та  $f_{01}$  коливальність в адаптивній гідросистемі зменшується.

Параметри клапана перепаду тиску  $f_2$  та  $k_{y2}$  в значній мірі впливають на стійкість гідросистеми.

На рис. 3.18 представлено вплив параметрів  $f_2$  та  $k_{y2}$  на величину коливальності  $k$ . Збільшення величини  $k_{y2}$  та зменшення  $f_2$  забезпечує зменшення коливальності  $k$ .

Досліджено вплив параметрів  $f_e$  та  $d_{y2}$  на величину коливальності  $k$  (рис.3.19). Зменшення значень параметрів  $f_e$  та  $d_{y2}$  забезпечує зменшення коливальності  $k$ .

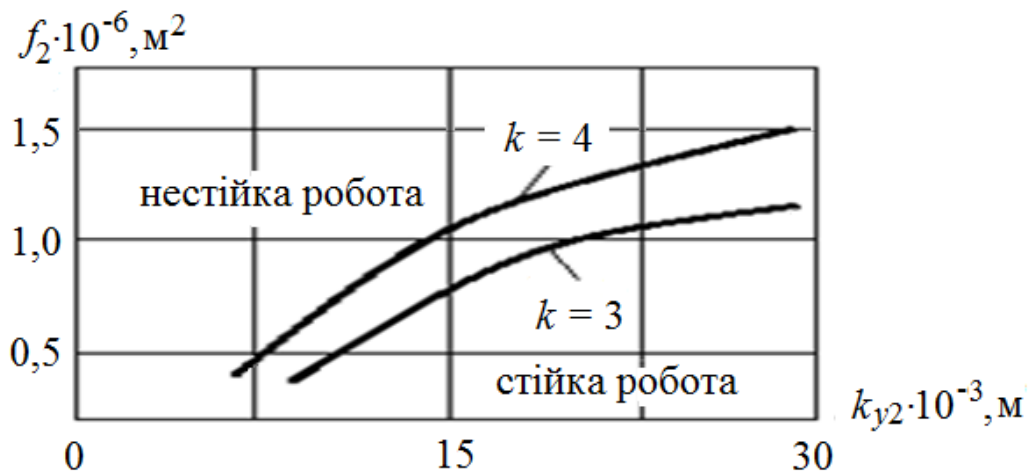


Рис. 3.18. Вплив параметрів  $f_2$  та  $k_z$  на показник коливальності в адаптивній гідросистемі

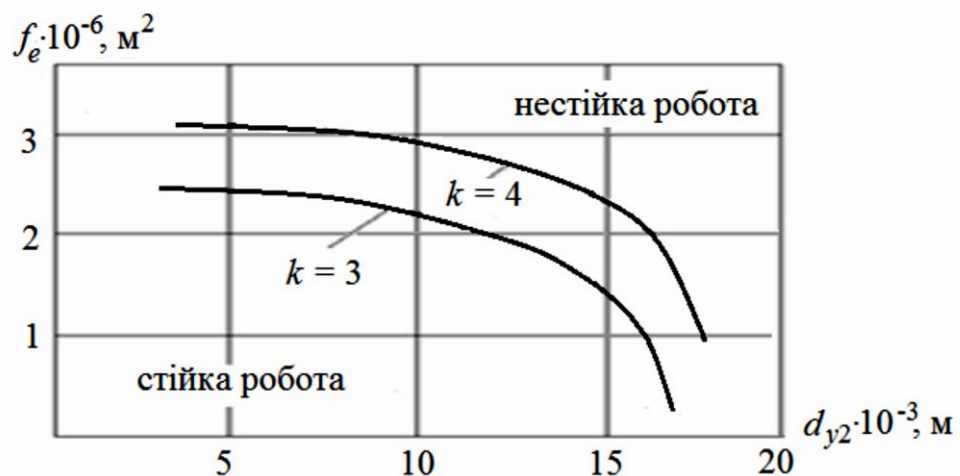


Рис. 3.19. Вплив параметрів  $f_e$  та  $d_{y2}$  на показник коливальності в адаптивній гідросистемі

### 3.7. Вплив параметрів регуляторів на динамічні характеристики адаптивної гідросистеми

Для варіанта адаптивної гідросистеми на основі одного насоса розраховані перехідні процеси, що виникають при ступінчастій зміні моменту опору  $\Delta M_m$  на валу гідромотора 6 (див. рис. 2.1) з 50 Н·м до 200 Н·м. При розрахунках перехідних процесів застосовано чисельний метод Розенброка для розв'язання системи жорстких нелінійних диференційних рівнянь [76, 79]. Метод Розенброка використано при значенні абсолютної похибки  $10^{-6}$  та відносної похибки  $10^{-3}$ . На рис. 3.20 представлено перехідний процес, який має коливальний характер.

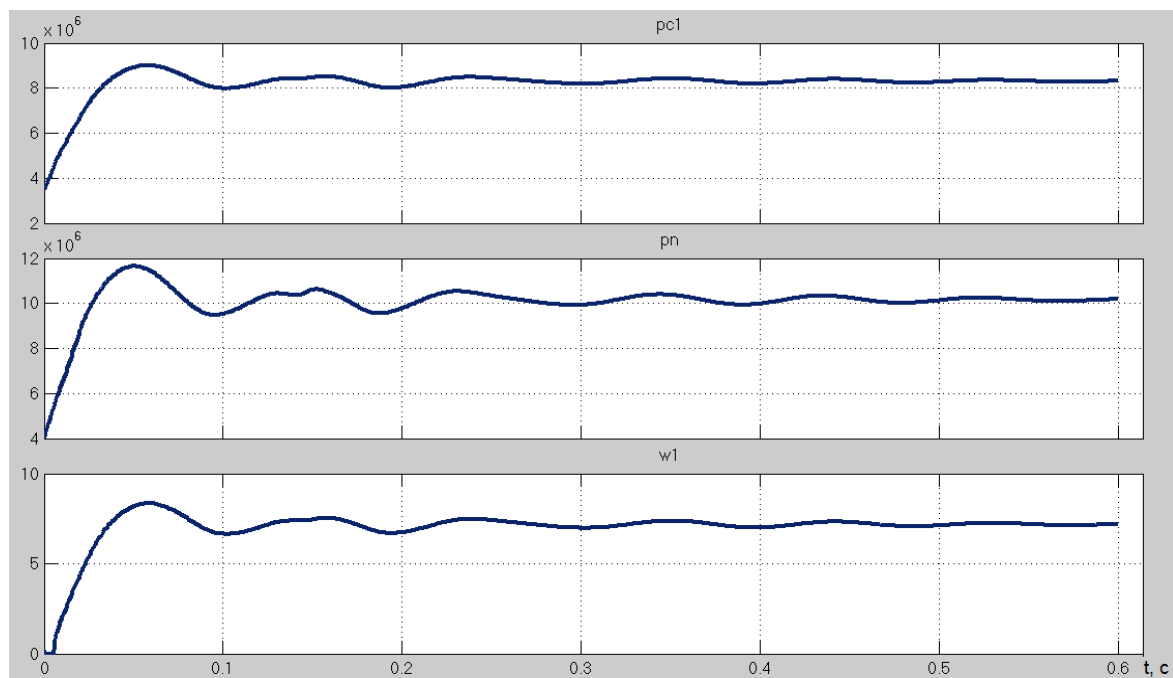


Рис. 3.20. Перехідний процес в адаптивній гідросистемі при ступінчастій зміні моменту на валу гідромотора

Коливальний характер перехідних процесів в адаптивній гідросистемі має місце у всіх діапазонах зміни тисків  $p_m$ ,  $p_c$  та  $p_{n1}$ , а також витрат  $Q_m$  та  $Q_c$ . Коливальний характер перехідних процесів в адаптивній гідросистемі пояснюється наявністю інерційних властивостей гідромотора та гідроциліндра, податливістю робочої рідини та гумо-металевих трубопроводів а також наявністю регульованого насоса з автоматичним регулятором, клапанів перепаду

тиску та перехресного зв'язку між контурами гідросистеми, якій забезпечується контролером 9.

Необхідні динамічні характеристики адаптивної гідросистеми забезпечуються вибором відповідних значень конструктивних параметрів регуляторів. В найбільшій мірі на динамічні характеристики адаптивної гідросистеми впливають параметри регулятора насоса, клапана перепаду тиску та налаштування контролера. Досліджено вплив основних параметрів регуляторів на динамічні характеристики. Параметри змінювались в таких діапазонах:

$$\begin{aligned} k_{z1} &= (1 \dots 7) \cdot 10^{-3} \text{ м}; & b_{z1} &= (5 \dots 200) \text{ кг/с}; \\ f_{01} &= (1 \dots 5) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; & d_p &= (5 \dots 8) \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ f_e &= (1 \dots 3) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; & k_{y2} &= (5 \dots 30) \cdot 10^{-3} \text{ м}; \\ f_2 &= (0,8 \dots 2,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; & d_{y2} &= (10 \dots 20) \cdot 10^{-3} \text{ м}. \end{aligned}$$

В процесі досліджень зміна конструктивних параметрів регуляторів відбувалась в такий спосіб. Один з параметрів змінювався у відповідному діапазоні на трьох рівнях: мінімальному, середньому та максимальному. При цьому всі інші параметри мали постійні значення, що відповідають їх середнім значенням з визначених діапазонів. По розрахованим залежностям змінних  $p_m$ ,  $p_c$ ,  $p_{n1}$ ,  $\omega_m$ ,  $v_c$  від часу визначались час регулювання та перерегулювання. Час регулювання  $t_p$  приймався рівним моменту входження змінної  $p_{n1}$  в коридор  $\pm 5 \%$  величини  $p_{n1}$  від усталеного значення по завершенню перехідного процесу. Перерегулювання  $\sigma$  визначалось по залежності  $p_{n1}$  від часу за формулою

$$\sigma = \frac{A_{\max} - A_c}{A_c} \cdot 100 \%,$$

де  $A_{\max}$  – максимальне значення змінної в перехідному процесі;

$A_c$  – усталене значення змінної.

Ступінь впливу параметрів регуляторів на час регулювання  $t_p$  та величину перерегулювання  $\sigma$  представлено в табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Вплив параметрів клапана перепаду тиску та регулятора насосу на  $t_p$  та  $\sigma$

Параметр	Час регулювання $t_p$	Перерегулювання $\sigma$
$b_{z1}$	+	++
$k_{z1}$	++	+++
$f_{01}$	+++	+++
$f_e$	++	++
$d_p$	+	+
$f_2$	++	+
$k_{y2}$	++	+
$d_{y2}$	++	++

В таблиці 3.6 введено такі позначення:

«+» – зміна параметра в розглянутому діапазоні змінює показники  $t_p$  та  $\sigma$  в межах до 30 %;

«+ +» – зміна параметра в розглянутому діапазоні змінює показники  $t_p$  та  $\sigma$  в межах від 30% до 60 %;

«+ + +» – зміна параметра в розглянутому діапазоні змінює показники  $t_p$  та  $\sigma$  в межах від 60 % до 100 %.

Проведені дослідження та аналіз їх результатів дозволів визначити три параметри регулятора насоса  $k_{z1}$ ,  $f_{01}$ ,  $f_e$  та три параметри клапана перепаду тиску  $f_2$ ,  $k_{y2}$ ,  $d_{y2}$ , які в найбільшій ступені впливають на динамічні характеристики адаптивної гідросистеми.

На рис. 3.21, а представлено вплив параметрів  $f_2$ ,  $d_{y2}$ ,  $k_{y2}$  клапана перепаду тиску 7 на величину часу регулювання  $t_p$ . Збільшення величини площі  $f_2$  дроселя 28 збільшує час регулювання  $t_p$ , а збільшення величини діаметра  $d_{y2}$  та коефіцієнта підсилення  $k_{y2}$  робочого вікна клапана перепаду тиску 7 зменшує час регулювання  $t_p$ . При необхідності зменшити час регулювання  $t_p$  в

адаптивній гідросистемі слід обирати значення  $f_2 = (0,6 \dots 0,8) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , значення  $d_{y2} = (16 \dots 20) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , а значення  $k_{y2} = (25 \dots 30) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

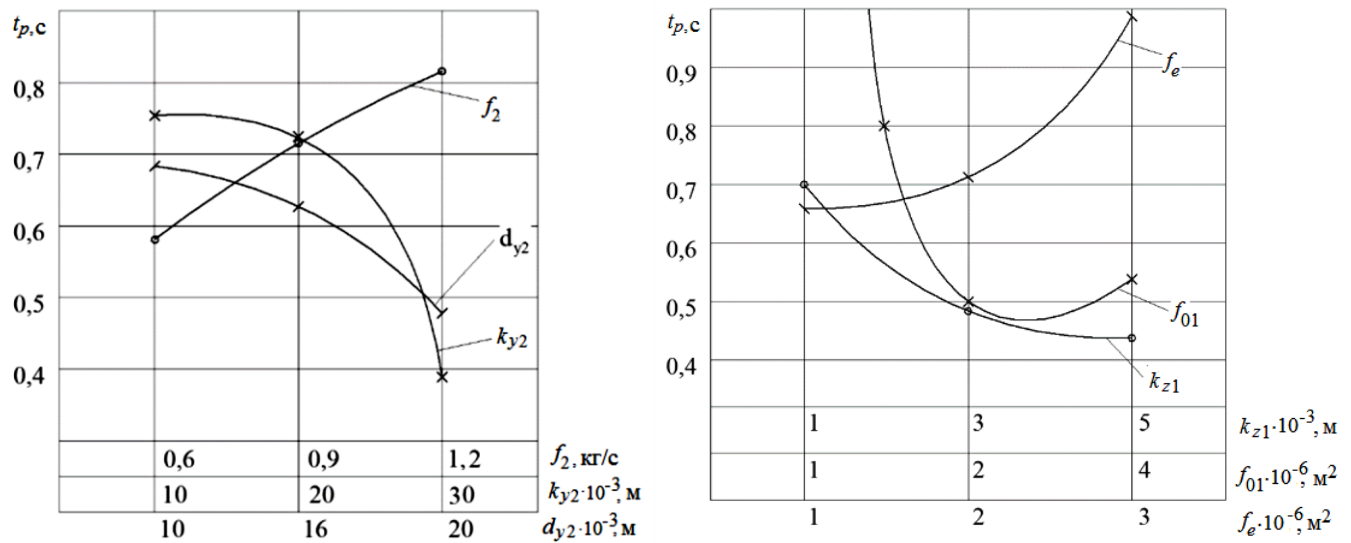


Рис. 3.21. Вплив параметрів клапанів (а) та регулятора насоса (б) на час регулювання в адаптивній гідросистемі

На рис. 3.21, б представлено вплив параметрів  $f_e$ ,  $f_{01}$ ,  $k_{z1}$  регулятора насоса 1 на час регулювання  $t_p$ . Збільшення площі дроселя  $f_e$  збільшує час регулювання  $t_p$ , а збільшення коефіцієнта підсилення  $k_{z1}$  робочого вікна регулятора зменшує час регулювання регулятора  $t_p$ . Величину площі дроселя  $f_{01}$  слід вибирати оптимальною з розглянутого діапазону. При необхідності забезпечити зменшення часу регулювання  $t_p$  слід рекомендувати вибір наступних значень параметрів регулятора насоса 1  $f_e = (1 \dots 2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_{z1} = (3 \dots 5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $f_{01} = (1,8 \dots 3,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ .

На рис. 3.22, а представлено вплив параметрів  $f_2$ ,  $d_{y2}$ ,  $k_{y2}$  клапана перепаду тиску 7 на величину перерегулювання  $\sigma$  по тиску  $p_{n1}$ . Збільшення величини площі  $f_2$  дроселя 28 збільшує величину перерегулювання  $\sigma$ , а збільшення величини діаметра  $d_{y2}$  зменшує величину перерегулювання  $\sigma$ . Вплив величини коефіцієнта підсилення  $k_{y2}$  на перерегулювання  $\sigma$  незначний. При необхідності зменшити величину перерегулювання  $\sigma$  слід обирати значення  $f_2 = (0,6 \dots 0,8) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $d_{y2} = (16 \dots 20) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $k_{y2} = (25 \dots 30) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .



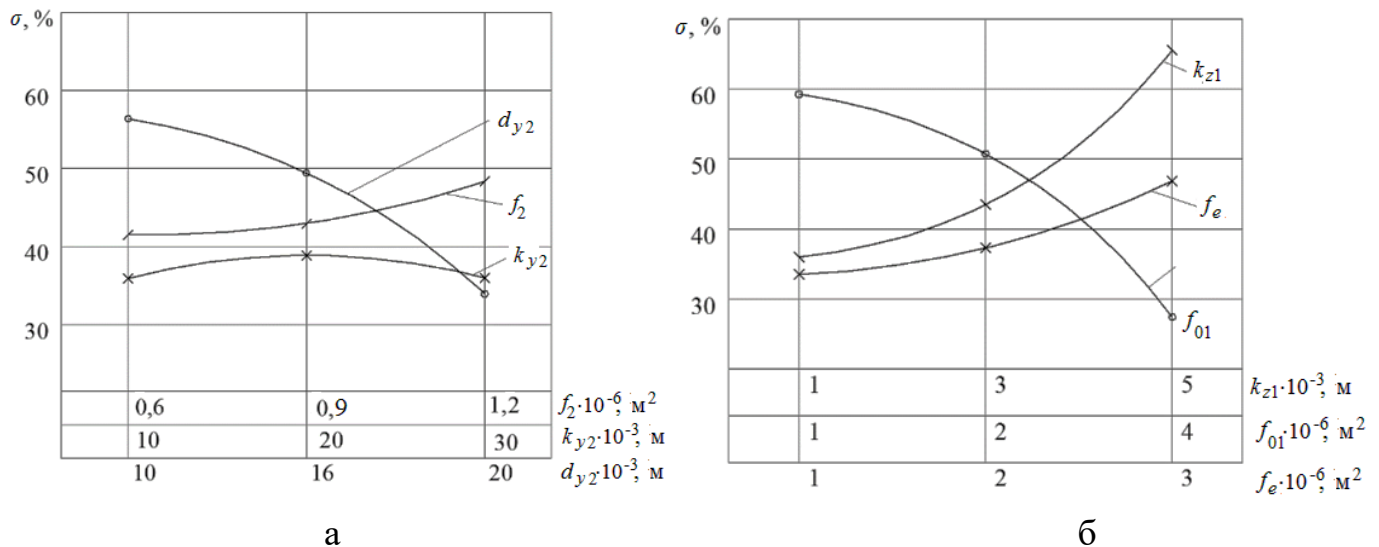


Рис. 3.22. Вплив параметрів клапана (а) та регулятора насоса (б) на величину перерегулювання в адаптивній гідросистемі

На рис. 3.22, б представлено вплив параметрів  $f_e$ ,  $f_{01}$ ,  $k_{z1}$  регулятора насоса 1 на величину перерегулювання  $\sigma$  по тиску  $p_{n1}$ . Збільшення площі дроселя  $f_e$  та коефіцієнта підсилення  $k_{z1}$  збільшують величину перерегулювання  $\sigma$ , а збільшення площі дроселя  $f_{01}$  зменшує величину  $\sigma$ . При необхідності зменшити величину перерегулювання  $\sigma$  слід обирати наступні значення параметрів регулятора насоса 1  $f_e = (2...3) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_{z1} = (1...3) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $f_{01} = (3...4) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ .

### 3.8. Вплив параметрів перехресного зв'язку на динамічні характеристики адаптивної гідросистеми

Адаптивна гідросистема (див. рис. 3.4) може застосовуватись в двох режимах. Перший режим характеризується незалежною роботою двох гілок гідросистеми. При цьому режимі швидкісні режими гідромотора 6 та гідроциліндра 5 незалежні і визначаються налаштуванням контролера 9, який визначає величини відкриття робочих вікон регульованих дроселів 17 та 18, сигнали тиску від датчиків 12, 13, 14 та 15 при цьому не використовуються. Величина тиску  $p_{n1}$  на виході насоса 1 буде визначатись більшим із навантажень, що діють гідромотор 6 або на гідроциліндр 5. Подача  $Q_{n1}$  насоса 1 буде дорівнювати сумі потоків, які споживаються гідромотором 6, гідроциліндром 5

та регулятором насоса. Процес регулювання параметрів потоку, що надходить до більш навантаженого гідромотора 6 забезпечується регульованим насосом 1 з регулятором, регульованим дроселем 17 та клапаном перепаду тиску 8. Тиск  $p_{n1}$  на виході насоса буде залежати від моменту  $M_m$  на валу гідромотора. Процес регулювання потоку, що надходить до менше навантаженого гідроциліндра 5 забезпечується регульованим дроселем 18 та клапаном перепаду тиску 7. Величини потоків  $Q_m$  та  $Q_c$ , що надходять до гідромотора 6 та гідроциліндра 5 при цьому не залежать від навантажень і підтримуються стабільними відповідно до сигналів  $U_1$  та  $U_2$ , що подаються контролером 9. В цьому режимі гідромотор 6 та гідроциліндр 5 гідросистеми працюють незалежно один від одного. Контур гідропривода, що приводить до руху гідромотор 6 взаємодіє в цьому режимі з контуром, що приводить до руху гідроциліндр 5 тільки через регульований насос 1. Робочі процеси, які відбуваються в контурі, що приводить до руху гідромотор 6, впливають на характер робочих процесів в контурі, що в приводить до руху гідроциліндр 5. На рис. 3.23 представлено перехідний процес в адаптивній гідросистемі, що відбувається при ступінчастій зміні моменту навантаження на валу гідромотора 6, при незмінній величині навантаження  $T_c$  на штоці гідроциліндра 5.

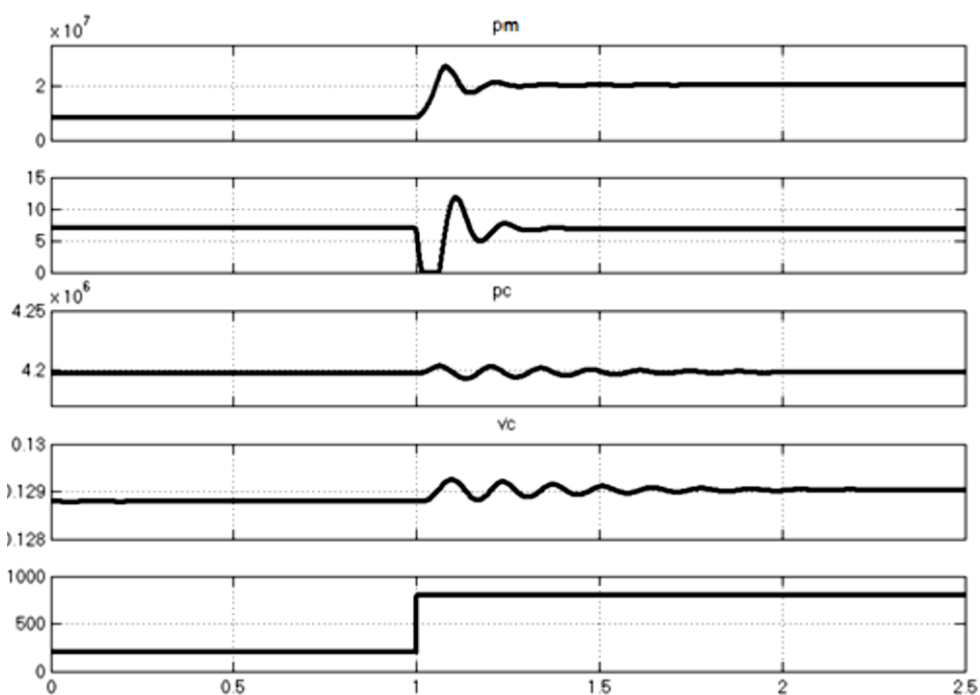


Рис. 3.23. Перехідний процес при відсутності перехресного зв'язку між контурами адаптивної гідросистеми

Зміна величини моменту  $M_m$  на 600 Н·м призводить до різкої зміни величини тиску  $p_m$  та швидкості  $\omega_m$  обертання вала гідромотора 6. Зміна величин  $p_m$  та  $\omega_m$  призводить до того, що в перехідному процесі величина тиску  $p_c$  на вході в гідроциліндр 5 теж змінюється, як і величина швидкості  $v_c$ , з якою рухається поршень гідроциліндра 5. По завершенню перехідного процесу значення величин  $p_c$  та  $v_c$  встановлюються такими, якими вони були до моменту зміни  $M_m$  на валу гідромотора 6. Тобто збурення величин, що описують рух гідроциліндра 5 має місце тільки в перехідному процесі і обумовлено воно взаємодією гілок адаптивної гідросистеми через спільне джерело живлення, яким є регульований насос 1.

У другому режимі роботи гідропривода забезпечується зміна швидкостей руху гідроциліндра 5 в залежності від величини тиску  $p_m$  на вході в гідромотор 6. Можлива також зміна частоти  $\omega_m$  обертання вала гідромотора 6 в залежності від зміни величини тиску  $p_c$  на вході в гідроциліндр 5. При збільшенні величини тиску  $p_m$ , який визначається величиною моменту  $M_m$  на гідромоторі, пропорційно зменшується швидкість  $v_c$  руху поршня гідроциліндра 5. При зменшенні величини тиску  $p_m$  величина швидкості  $v_c$  збільшується. Цей процес забезпечується контролером 9, який реалізує перехресний зв'язок в гідроприводі з передавальною функцією  $F_k(U_{pm})$ . При ступінчастій зміні величини моменту  $M_m$  з 200 Н·м до 800 Н·м (рис. 3.24) перехідний процес в контурі, який живить гідроциліндр 5 проходить більш динамічно з більшим перерегулюванням по величині тиску  $p_c$ . Час регулювання  $t_p$  також збільшується в порівнянні з випадком коли між контурами гідропривода відсутній перехресний зв'язок (див. рис. 3.22). Величина перерегулювання по тиску  $p_c$  збільшується з 12 % до 90 %, а час регулювання  $t_p$  з 0,5 с до 1,05 с. Зменшити негативний вплив перехресного зв'язку на динамічні характеристики адаптивної гідросистеми можна за рахунок введення корегування сигналу перехресного зв'язку.

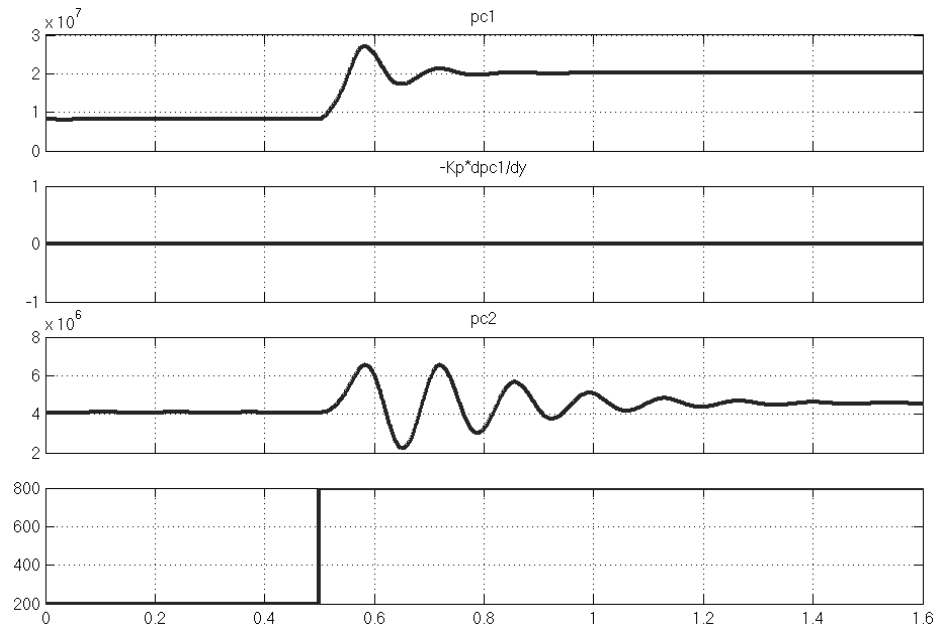


Рис. 3.24. Перехідний процес при взаємодії контурів адаптивної гідросистеми через регульований насос та контролер

Таке корегування забезпечується контролером 9 (адаптивним регулятором), який змінює сигнал перехресного зв'язку за необхідним законом. Запропоновано, щоб в адаптивній гідросистемі сигнал перехресного зв'язку  $U_2$  подавався контролером на регульований дросель 18 за залежністю, представленою в розділі 3.2. Величина затримки сигналу  $U_2$  в процесі дослідження змінювалась в діапазоні  $\Delta T_1 = (0,005 \dots 0,06)$  с. Величина коефіцієнта  $k_p$  коректувальної складової сигналу перехресного зв'язку змінювалась в діапазоні  $k_p = (40 \dots 320) \cdot 10^{-7}$  с [52]. Величина затримки  $\Delta T_1$  коректувальної складової змінювалась в діапазоні  $\Delta T_1 = (0,02 \dots 0,1)$  с.

На рис. 3.25 представлено залежність часу регулювання від  $k_p$  та  $\Delta T_1$  в контурі, що живить гідроциліндр 5, при наявності корегування сигналу перехресного зв'язку. Величина коефіцієнта  $k_p$  коректувальної складової неоднозначно впливає на час регулювання. При значеннях  $k_p < 120 \cdot 10^{-7}$  с та при значеннях  $k_p > 160 \cdot 10^{-7}$  с величина часу регулювання зростає. Час регулювання  $t_p$  в адаптивній гідросистемі мінімізується при значеннях  $k_p = (120 \dots 160) \cdot 10^{-7}$  с. При величині затримки  $\Delta T_1$  сигналу перехресного зв'язку  $\Delta T_1 > 0,03$  с та  $\Delta T_1 < 0,04$  с величина часу регулювання  $t_p$  мінімізується. Сполучення з діапазонів  $\Delta T_1 = (0,03 \dots 0,04)$  с та  $k_p = (120 \dots 160) \cdot 10^{-7}$  с буде забезпечувати в адаптивній гідросистемі час регулювання  $t_p$  близький до 0,6 с.

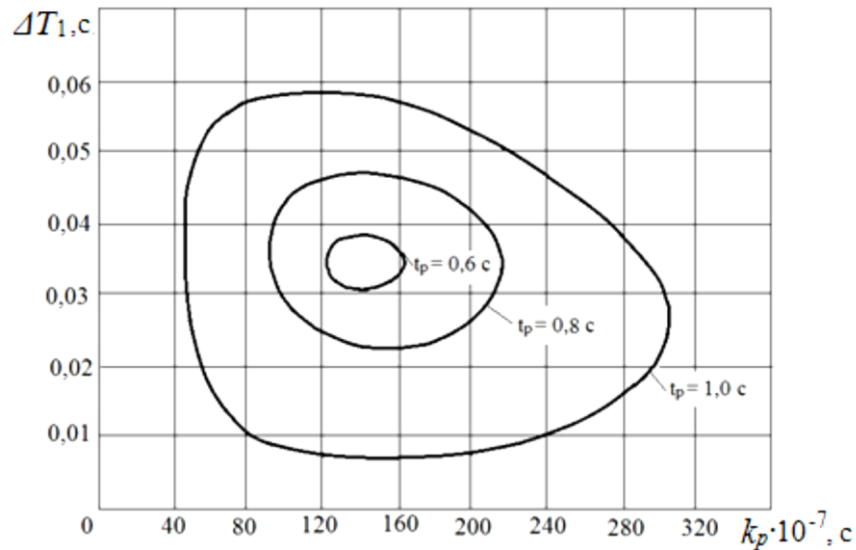


Рис. 3.25. Вплив  $\Delta T_1$  та  $k_p$  на час регулювання  $t_p$

Дослідженнями також встановлено (рис. 3.26), що при зміні величини затримки  $\Delta T_1$  сигналу перехресного зв'язку більше 0,04 с та менше 0,02 с перерегулювання в адаптивній гідросистемі зростає. При значеннях  $\Delta T_1 = (0,025 \dots 0,04)$  с може бути забезпечено перерегулювання  $\sigma = 35\%$ . Для цього також необхідно вибрати величину  $k_p$  з діапазону  $k_p = (200 \dots 280) \cdot 10^{-7}$  с. Зміна величини коефіцієнта  $k_p < 200 \cdot 10^{-7}$  с та  $k_p > 280 \cdot 10^{-7}$  с веде до збільшення величини перерегулювання  $\sigma$ .

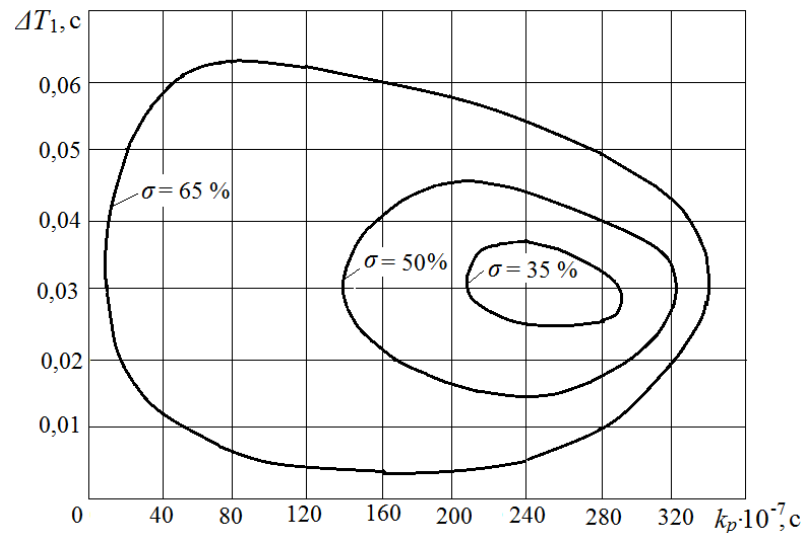


Рис. 3.26. Вплив  $\Delta T_1$  та  $k_p$  на перерегулювання

Проведено дослідження впливу величини затримки  $\Delta T_0$  корегувальної складової сигналу перехресного зв'язку на час регулювання  $t_p$  та величину перерегулювання  $\sigma$  по тиску  $p_c$ . Дослідження проведено при значеннях

налаштувань адаптивного регулятора  $k_p=250 \cdot 10^{-7}$  с та  $\Delta T_1 = 0,02$  с, результати досліджень представлені на рис. 3.27.

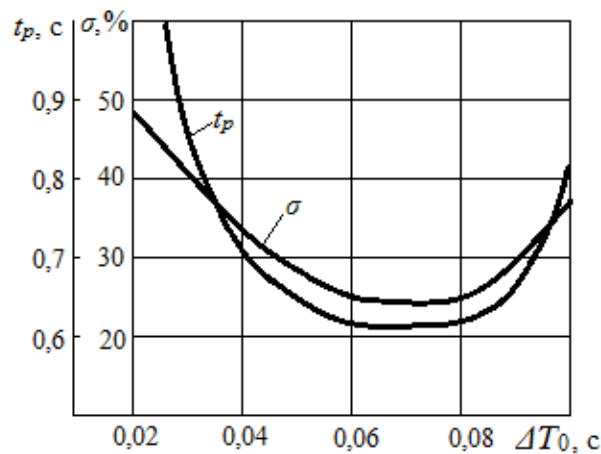


Рис. 3.27. Вплив величини затримки  $\Delta T_0$  корегувальної складової сигналу перехресного зв'язку на час регулювання та перерегулювання

Вплив величини  $\Delta T_0$  на час регулювання  $t_p$  та величину перерегулювання  $\sigma$  неоднозначний. При малих значеннях  $\Delta T_0 < 0,05$  с та при великих значеннях  $\Delta T_0 > 0,09$  с час регулювання  $t_p$  суттєво зростає. Для забезпечення мінімальних значень часу регулювання  $t_p$  слід обирати величину  $\Delta T_0$  з діапазону  $\Delta T_0 = (0,05 \dots 0,08)$  с. Вплив величини  $\Delta T_0$  на перерегулювання  $\sigma$  також неоднозначний. Величина перерегулювання  $\sigma$  мінімізується при використанні затримки  $\Delta T_0$  з діапазону  $\Delta T_0 = (0,06 \dots 0,08)$  с.

Розраховано перехідний процес по математичній моделі при наявності перехресного зв'язку, який реалізується адаптивним регулятором із застосуванням корегування сигналу (рис. 3.28) при наступних значеннях налаштувань адаптивного регулятора:  $k_p=250 \cdot 10^{-7}$  с,  $\Delta T_1 = 0,02$  с,  $\Delta T_0 = 0,08$  с .

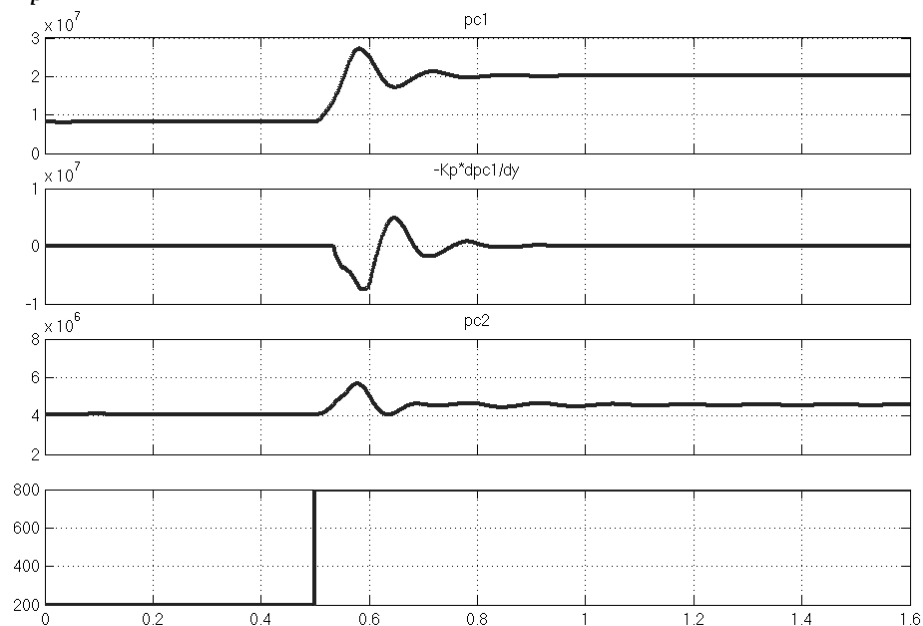


Рис. 3.28. Перехідний процес в адаптивній гідросистемі

При таких значеннях  $k_p$ ,  $\Delta T_1$  та  $\Delta T_0$  час регулювання в адаптивній гідросистемі складає  $t_p = 0,7$  с, а величина перерегулювання  $\sigma = 40$  %.

### 3.9. Висновки

1. Встановлено, що дослідження статичних, енергетичних та динамічних характеристик розробленої гідросистеми для мобільної робочої машини доцільно проводити з використанням узагальненої математичної моделі, розробленої з урахуванням змінних інерційних властивостей виконавчих механізмів, витратних характеристик розподільника визначених на основі цифрового моделювання режимів течії робочої рідини по його каналам, експериментальних характеристик контролера та підсилювача електромагніту в перехідних процесах.

2. Виявлено, що стійкість роботи адаптивної гідросистеми забезпечується раціональним вибором параметрів регулятора насоса та клапана перепаду тиску. Стійкість адаптивної гідросистеми при значеннях коливальності в перехідних процесах  $k = 3 \dots 4$  забезпечується при виборі значень параметрів регуляторів з діапазонів:

- коефіцієнта підсилення золотника регулятора насоса  $k_{z1} = (1,0 \dots 2,0) \cdot 10^{-3}$  м;
- дроселя регулятора насоса  $f_{01} = (1,0 \dots 2,0) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>;
- коефіцієнта підсилення клапана перепаду тиску  $k_{y2} = (10 \dots 20) \cdot 10^{-3}$  м;
- площі демпфера клапана перепаду тиску  $f_2 = (0,6 \dots 1,2) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>.

3. Параметри регулятора насоса та клапана перепаду тиску досліджено в діапазонах  $d_{y2} = (10 \dots 20) \cdot 10^{-3}$  м,  $f_2 = (0,6 \dots 1,2) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $k_{y2} = (10 \dots 30) \cdot 10^{-3}$  м,  $k_{z1} = (1 \dots 5) \cdot 10^{-3}$  м,  $f_e = (1 \dots 3) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>,  $f_{01} = (1 \dots 4) \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>. Зменшення часу регулювання  $t_p$  в адаптивній гідросистемі досягнуто за рахунок вибору більших значень параметрів  $k_{z1}$ ,  $k_{y2}$ ,  $d_{y2}$  та менші значення  $f_e$ ,  $f_2$ . Величина перерегулювання  $\sigma$  зменшується при використанні більших значень параметрів  $d_{y2}$ ,  $f_{01}$  та менших значень  $f_2$ ,  $f_e$ ,  $k_{z1}$  з діапазонів.

4. Виявлено, що для зменшення перерегулювання та зменшення часу регулювання в адаптивній гідросистемі перехресний зв'язок, який реалізує контролер повинен бути створений у вигляді суми основної та корегувальної складових сигналу, яка є добутком похідної від сигналу датчика тиску та коефіцієнта передачі  $k_p$ . Корегувальна складова сигналу перехресного зв'язку додається до основної складової із затримкою в часі  $\Delta T_0$ , а сума основної та корегувальної складових подається на електромагніт регульованого дроселя із затримкою по часу  $\Delta T_1$ .



## РОЗДІЛ 4

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АДАПТИВНОЇ ГІДРОСИСТЕМИ

#### 4.1. Схема експериментального стенду для досліджень адаптивної гідросистеми

Експериментальні дослідження адаптивної гідросистеми виконані на експериментальному стенді, схема якого представлена на рис. 4.1.

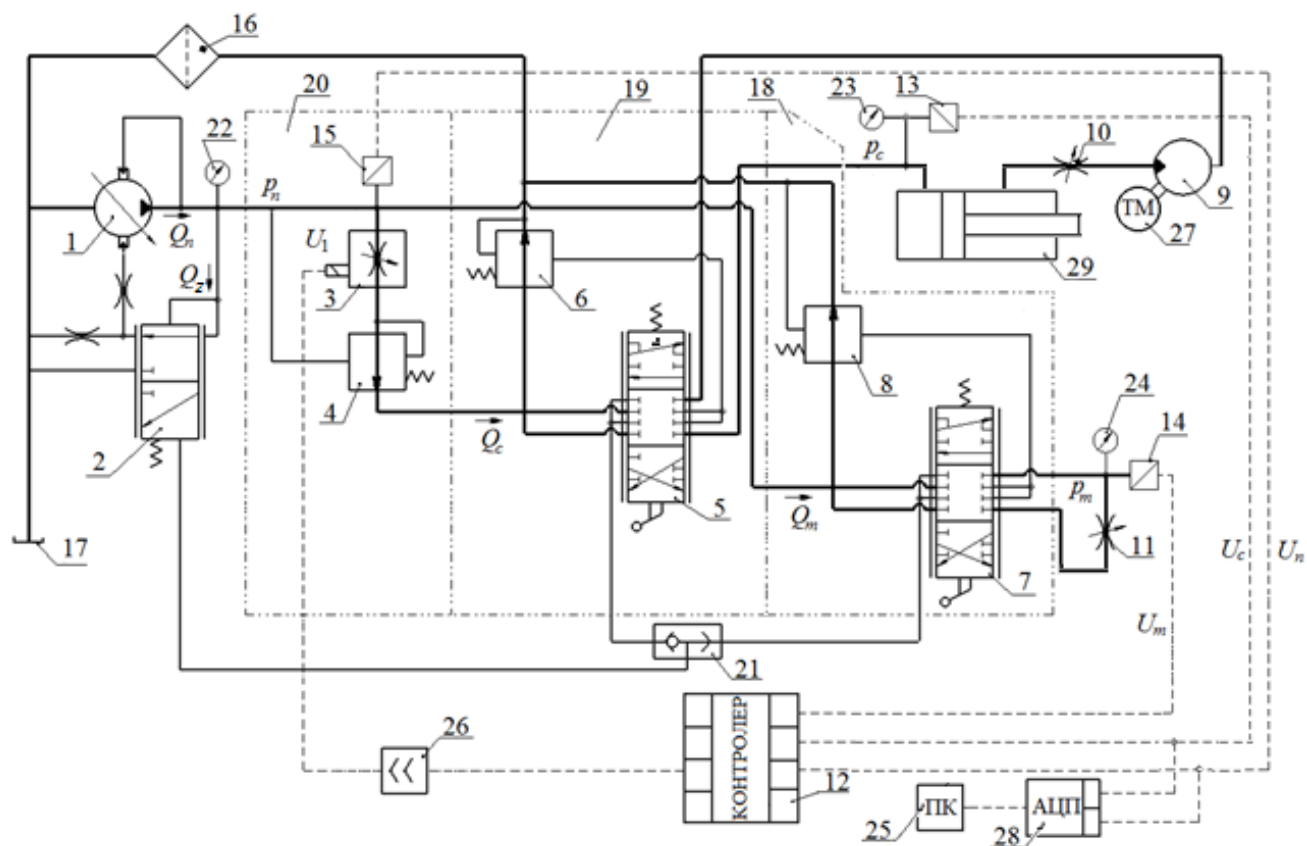


Рис. 4.1. Схема експериментального стенду

До складу стенду входять регульований насос 1, розподільник з блоком регулювання 20 та робочими секціями 18, 19. До робочої секції 19 підключено гідроциліндр 29 та через дросель 10 гідромотор 9 з тахометром 27, а до робочої секції 18 дросель 11. До складу стенда також входять контролер 12, логічний клапан 21, фільтр 16, бак 17. На стенді використані датчики 13, 14, 15 та манометри 22 – 24. Блок регулювання 20 складається з регульованого дроселя 3 і клапана перепаду тиску 4. Регульований дросель має керування від

пропорційного електромагніту. Кожна робоча секція включає розподільні золотники 7 та 5 і гальмівні клапани 6 та 8.

Стенд працює таким чином. Подача  $Q_n$  під тиском  $p_n$  поступає до розподільника. Частина цієї подачі  $Q_p$  забезпечує роботу регулятора 2 насоса 1. Через блок регулювання 20, секцію 19 та дросель 10 витрата  $Q_c$  поступає до гідроциліндра 29. Тиск  $p_c$  на вході гідроциліндр 29 залежить від налаштування дроселя 10. Через робочу секцію 18 до дроселя 11 поступає витрата  $Q_m$ , при цьому на вході дроселя 11 створюється тиск  $p_m$ . Величину витрати  $Q_c$  налаштовують за допомогою зміни площі регульованого дроселя 3. Величину відкриття регульованого дроселя 3 визначає напруга  $U_1$ , що подається від контролера 12. Величина робочого вікна розподільного золотника 7 визначає величину витрати  $Q_m$ , що проходить через дросель 11. Робоча рідина під тиском  $p_m$  через логічний клапан 21 поступає до регулятора 2 насоса 1. Величина тиску  $p_m$  визначає величину тиску  $p_n$  на виході насоса 1. Гідромотор 9 з тахометром 27 забезпечує вимірювання величини витрати  $Q_c$ , що проходить через робочу секцію 19 в статичному режимі. Встановлені на стенді аналогово-цифровий перетворювач 28, комп'ютер 25 та датчики тиску 13, 14, 15 забезпечують фіксацію величин тисків  $p_n$ ,  $p_c$ ,  $p_m$  в гідросистемі стенда в динамічних режимах роботи.

#### Технічна характеристика стенда:

1.	Максимальна подача насоса	$1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$
2.	Номінальний тиск на вході насоса	16 МПа;
3.	Діапазон зміни подачі насоса	$(0,05 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$
4.	Тонкість фільтрації робочої рідини	15 мкм;
5.	Точність вимірювання тиску	3 %;
6.	Точність вимірювання частоти гідромотора	2 %;
7.	Точність вимірювання напруги	1 %;
8.	Точність вимірювання струму	1 %;
9.	Точність вимірювання температури	1°C.

На рис. 4.2 представлено фото експериментального стенду.

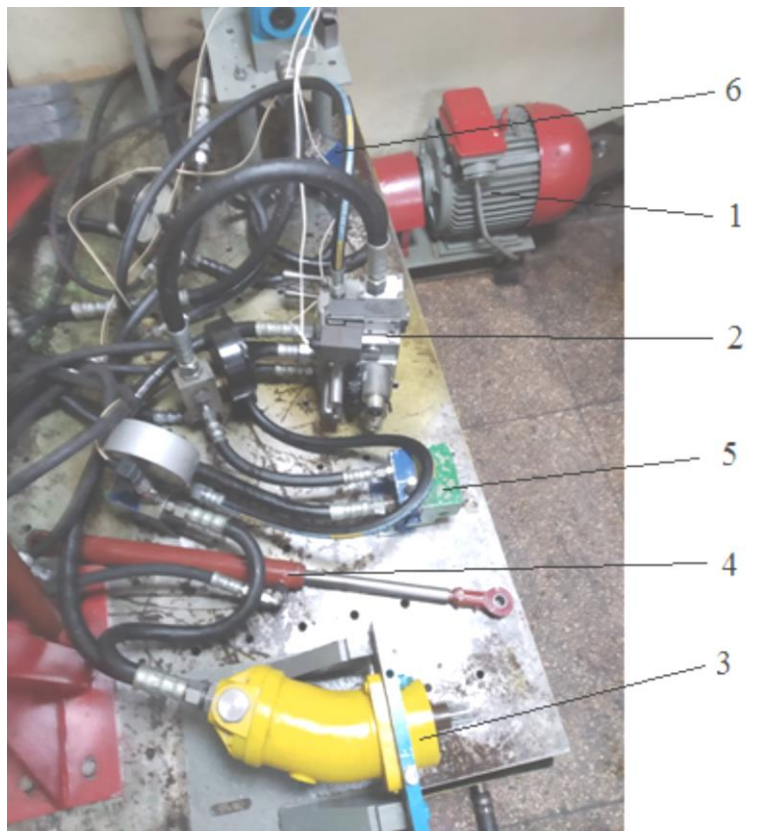


Рис. 4.2. Фото експериментального стенду

На фото позначено: 1 – регульований насос з електродвигуном, 2 – розподільник, 5, 6 – дроселі, 3 – гідромотор, 4 – гідроциліндр.

#### **4.2. Експериментальний зразок розподільника для адаптивної гідросистеми**

Експериментальні дослідження адаптивної гідросистеми виконані на стенді змонтованому на базі розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням. На рис. 4.3 представлена гідравлічна схема експериментального зразка розподільника.

Схема розподільника включає: робочу секцію 1 та блок 2 регулювання потоку. Робоча секція складається з розподільного золотника 3, гальмівного клапана 4 та датчика тиску 13. Робоча секція 1 через робочі лінії 15 та 5 підключається до гідродвигуна, зливною лінією 7 до баку, а лінією нагнітання 6 до блоку 2 та сусідньої робочої секції. Через лінію 8 робоча секція сполучається

з логічним клапаном, в тому випадку, коли керування насосом, з яким працює розподільник реалізується через гідравлічні лінії та логічні клапани. Датчик 13 вимірює величину тиску в лінії 8 і формує електричний сигнал керування, який через лінію 9 подається до контролера, що керує адаптивною гідросистемою. Блок 2 регулювання потоку включає регульований дросель 10 з електромагнітом 14 та клапан перепаду тиску 11. Сигнал до електромагніту 14 надходить від контролера по лінії 12.

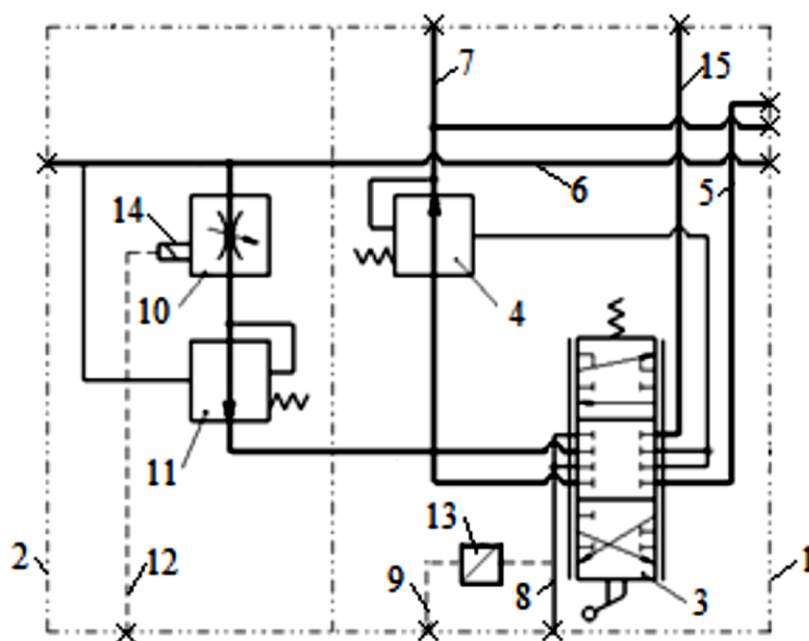


Рис. 4.3 Схема секції експериментального зразка розподільника

Працює експериментальний зразок розподільника наступним чином. Насос подає робочу рідину до розподільника через лінію нагнітання 6, з якої робоча рідина проходить через регульований дросель 10, клапан перепаду тиску 11 та розподільний золотник 3 до гідродвигуна. Робоча рідина від гідродвигуна зливається в бак через розподільний золотник 3 та гальмівний клапан 4. Розподільний золотник 3 забезпечує реверсування подачі робочої рідини до гідродвигуна. Наявність регульованого дроселя 10 дозволяє пропорційно змінювати величину потоку робочої рідини, що подається через розподільник до гідродвигуна. Величина цього потоку залежить від величини сигналу, що надходить від контролера на електромагніт 14. Клапан перепаду тиску

забезпечує стабілізацію величини потоку до гідродвигуна і таким чином незалежність швидкості руху гідродвигуна від величини навантаження на ньому. Гальмівний клапан 4 забезпечує контроль швидкості руху гідродвигуна при виникненні на ньому попутного навантаження.

На рис. 4.4 представлена конструкція блоку регулювання потоку.

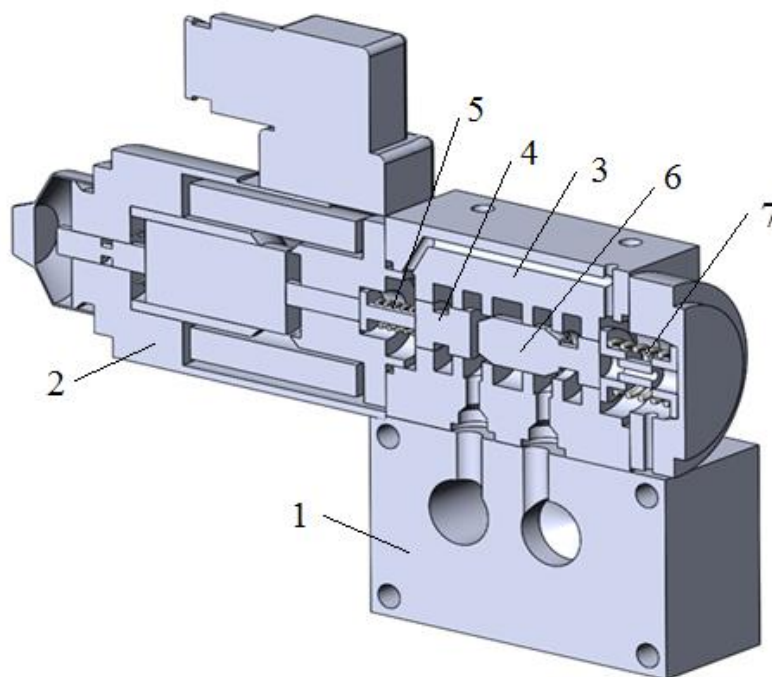


Рис. 4.4. Блок регулювання потоку експериментального зразка розподільника

Блок складається з комутаційного блоку 1, який з'єднується з корпусом 3. Корпус 3 включає золотник 4 регульованого дроселя з пружиною 5 та золотник 6 клапана перепаду тиску з пружиною 7. На корпусі 1 змонтовано пропорційний електромагніт 2, якір якого діє на золотник 4. При переміщенні золотника 4 деформується пружина 5. Переміщення золотника 4 пропорційно залежить від сигналу керування, що надходить на пропорційний електромагніт від контролера. Золотник 6 виконує роль клапана перепаду тиску і підтримує різницю тисків на вході та виході золотника 4 постійною, що забезпечує стабілізацію величини потоку робочої рідини через блок регулювання потоку.

Секційний розподільник (рис. 4.5) включає дві робочих секції 1 та 5, блок 2 регулювання потоку, датчик тиску 3, пропорційний електромагніт 4.

Розподільник забезпечує ручне керування напрямком потоку за допомогою розподільного золотника та пропорційне дистанційне керування величиною потоку до гідродвигуна за допомогою блока 2.

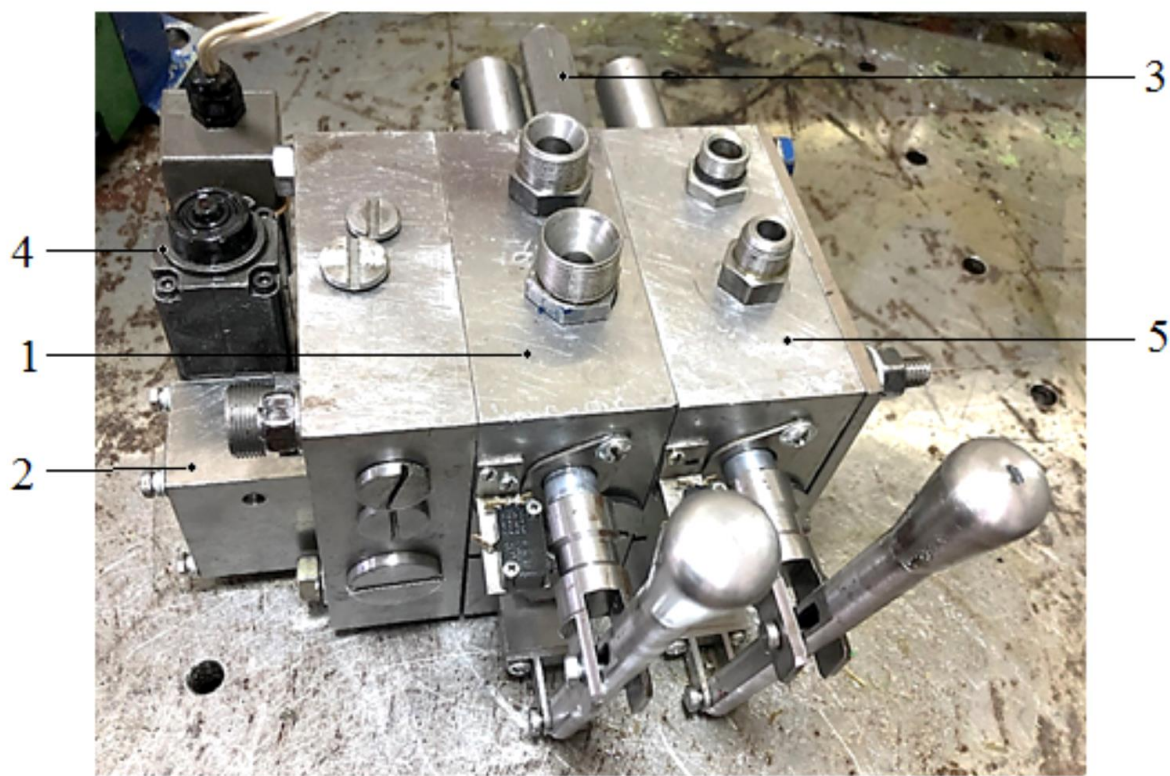


Рис. 4.5. Фото експериментального зразка розподільника

Технічна характеристика розподільника наведена нижче.

1. Номінальний тиск	16,0 МПа
2. Максимальний тиск	18,0 МПа
3. Число секцій	2
4. Номінальна витрата	$1,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$
5. Тонкість фільтрації	15 мкм
6. Позиції золотника: нейтральна , підйом, опускання	
7. Хід золотника із позиції нейтральна в позиції підйом та опускання	13 мм
8. Зона регулювання	4...13 мм
9. Точність стабілізації потоку через розподільник при зміні тиску в діапазоні (1...16) МПа	8 %
10. Можливість пропорційного регулювання величини	



потіку через розподільник при зміні напруги керування в діапазоні	1...5 В
11. Маса робочої секції	8,6 кг

### 4.3. Визначення динамічних характеристик контролера

При розробленні математичних моделей адаптивних гідросистем необхідно використати математичні описи динамічних процесів, що відбуваються в контролері та системі керування. Для знаходження рівнянь, що описують роботу контролера і підсилювача електромагніту адаптивної гідросистеми використані результати експериментальних досліджень цих елементів. Рівняння, що описують роботу контролера та електричної частини системи керування знайдені на основі апроксимації експериментальних даних та ідентифікації знайдених рівнянь.

#### 4.3.1 Характеристика контролера та алгоритми його роботи.

На стенді для експериментальних досліджень адаптивної гідросистеми використано контролер Arduino Uno з мікропроцесором ATmega 328. Технічна характеристика контролера наведена нижче.

1. Робоча напруга	5 В
2. Постійний струм через входи і виходи	40 мА
3. Кількість цифрових входів та виходів	8
4. Кількість аналогових входів та виходів	6
5. Кількість виходів з широтно-імпульсною модуляцією	6
6. Тактова частота мікропроцесора	16 МГц

В процесі визначення статичних та динамічних характеристик адаптивної гідросистеми використовувалось декілька основних алгоритмів роботи контролера.

1. Алгоритм формування вихідної напруги  $U_1$ , що змінюється в часі з інтервалом  $\Delta T_k$ , що перевищує величину часу перехідного процесу  $t_p$  в адаптивній гідросистемі ( $\Delta T_k = 3 \dots 10$  с).

2. Алгоритм формування вихідної напруги  $U_a$ , що ступінчасто змінюється в залежності із часом з різними за величиною значеннями напруги  $U_a$ .
3. Алгоритм зміни вихідної напруги  $U_a$ , що є функцією зміни напруги на виході датчика тиску, встановленого на вході в гідроциліндр  $U_a = f(U_{pc})$ . В процесі досліджень вид функції  $U_a = f(U_c)$  варіювався в залежності від необхідного співвідношення величин швидкості руху штока гідроциліндра  $v_c$  та частоти обертання вала гідромотора  $\omega_m$ .
4. Алгоритм передачі вхідного синусоїдального сигналу на контролер від генератора у вихідний сигнал  $U_a$  із зміною амплітуди.

#### 4.3.2 Установка для визначення динамічних характеристик контролера та підсилювача пропорційного електромагніту.

На рис. 4.6 представлена схема установки для визначення динамічних характеристик контролера та підсилювача пропорційного електромагніту. Схема включає контролер 1, підсилювач 2, пропорційний електромагніт 3, RC-перетворювач 4, генератор сигналів 5, аналогово-цифровий перетворювач L-CARD E14-14OMD 6.

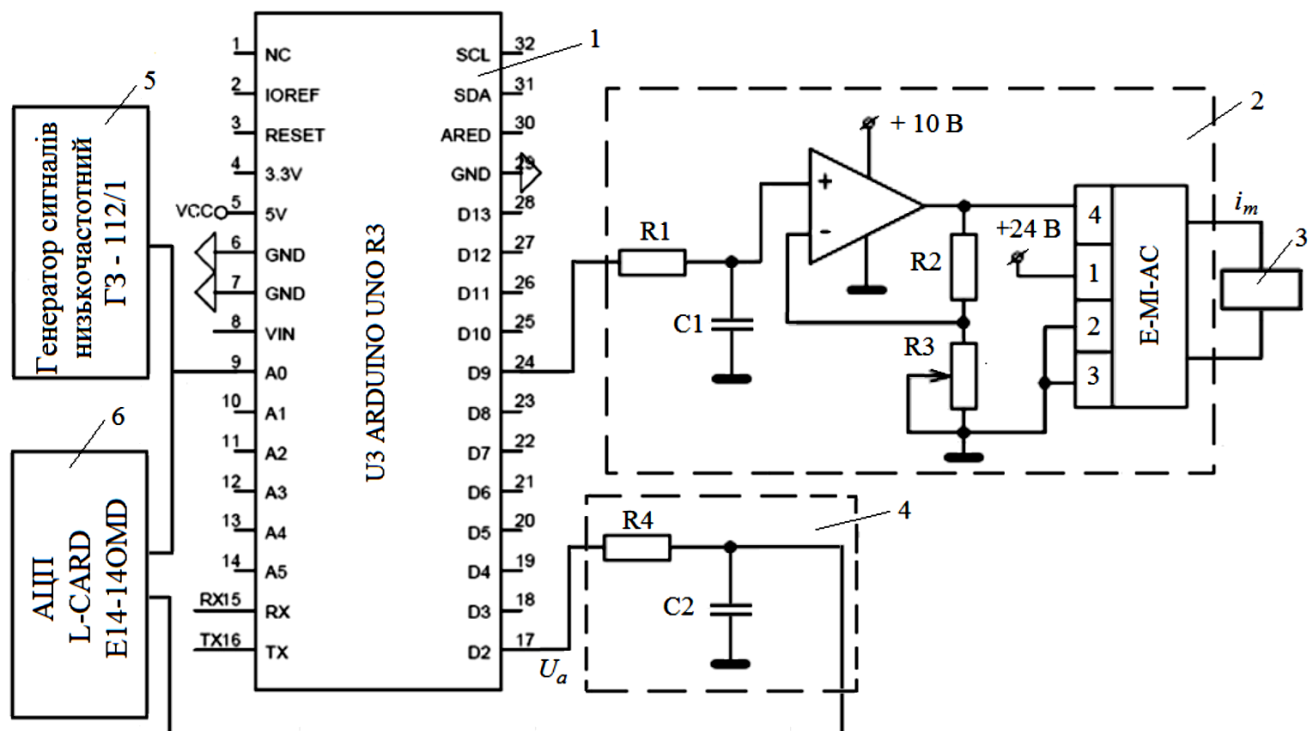


Рис. 4.6. Схема для визначення характеристик контролера та підсилювача електромагніту



На установці проведено дослідження реакції контролера Arduino Uno на синусоїдальний сигнал з частотою  $\nu = 8$  Гц. Ця частота визначена за результатами експериментальних досліджень адаптивної гідросистеми, як максимальна частота коливань, що має місце в перехідних процесах. Джерелом синусоїдального сигналу слугував генератор імпульсів марки ГЗ-112/1, який підключався до аналогового входу АО контролера. До виходу контролера D3 через РС-перетворювач підключались аналогово-цифровий перетворювач марки L-card E14-14OM та персональний комп'ютер. В контролер завантажувалась програма перетворення вхідного аналогового сигналу в вихідний сигнал із змінням амплітуди коливань в 1,2 рази. Розмір програми керування контролером на мові IDE становить 1.18 кб. Осцилограма реакції контролера на вхідний синусоїдальний сигнал представлена на рис. 4.7. За частоти вхідного сигналу  $\nu = 8$  Гц контролер передає сигнал на вихід без зменшення амплітуди та зміни форми сигналу. При цьому має місце затримка в передачі сигналу  $\Delta T_1 = 0,02$  с. При збільшенні об'єму програми до 3,5 кб збільшення величини затримки  $\Delta T_1$  не зафіксовано. Проведені дослідження впливу зменшення частоти вхідного сигналу до 16 Гц при незмінній вхідній амплітуді. Зменшення амплітуди вихідного сигналу та часу затримки  $\Delta T_1$  при цьому не зафіксовано.

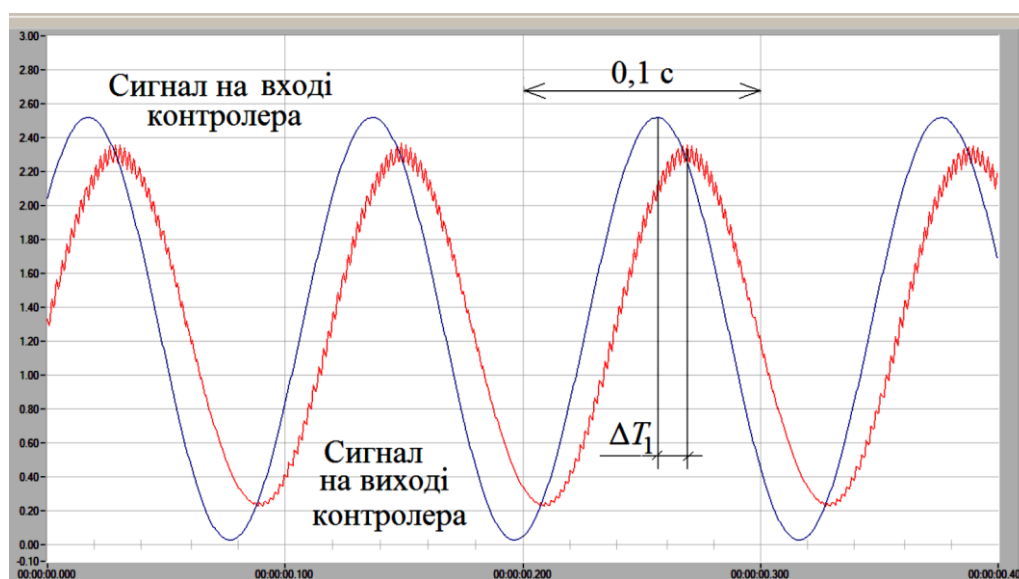


Рис. 4.7. Реакція контролера на синусоїдальний сигнал з частотою  $\nu = 8$  Гц

Контролер Arduino Uno включає 6-канальний 10-бітовий перетворювач, що перетворює вхідну напругу з діапазону 0...5 В у цілі значення від 0 до 1023. Похибка перетворення сигналів при цьому не буде перевищувати 0,1 %. За оцінками [66] мінімальна частота опитувань входів контролера Arduino Uno складає 9 МГц.

Проведені дослідження реакції контролера на вхідний синусоїдальний сигнал при частотах до 16 Гц дозволяють зробити допущення, що при моделюванні контролера його можна розглядати як аналоговий регулятор, що вносить запізнення при передачі сигналу.

В процесі досліджень адаптивної гідросистеми підсилювач та електромагніт підключається до виходу контролера. Вихід контролера забезпечує формування сигналу керування з широтно-імпульсною модуляцією. Частота сигналу складає 490 Гц. Амплітуда напруги становить 5 В. Підсилювач 2 пропорційного електромагніту живиться постійною напругою  $U_g = 24$  В. На виході контролера формується ступінчастий сигнал з максимальним значенням напруги  $U_a = 4,5$  В. Реєстрація сигналу на виході підсилювача 2 виконується за допомогою аналогово-цифрового перетворювача L-card E14-14OM. Осцилограма залежності струму  $i'_m$  через електромагніт 3 від величини напруги  $U_a$  отримана в середовищі MATHCAD наведена в додатку... На рис. 4.8 представлено залежність сигналу середньозваженого значення струму  $i'_m$  на пропорціональному електромагніті від напруги  $U_a$  на виході контролера.

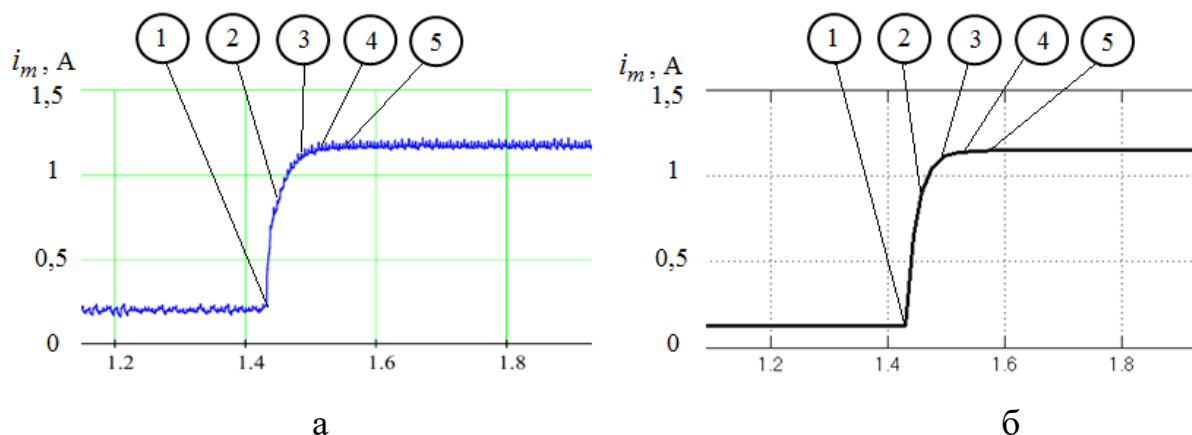


Рис. 4.8. Результати експериментальних досліджень підсилювача електромагніту (а) та моделювання його роботи (б)

На основі експериментальних даних сформовано рівняння аперіодичної ланки першого порядку, що описує роботу підсилювача електромагніту

$$T_n \frac{di_m}{dt} + i_m = k_{ng} U_a, \quad (4.1)$$

де  $T_n = 0,02$  с,  $k_{ng} = 0,27$  А/В.

Результат моделювання перехідного процесу в підсилювачі пропорційного електромагніту представлено на рис. 4.8, б.

В таблиці № 4.1 представлені результати обробки експериментально визначеної залежності струму через електромагніт  $i_m$  від часу для п'яти точок в діапазоні  $t = (1,4 \dots 1,6)$  с.

Таблиця № 4.1

Результати експериментальних досліджень підсилювача пропорційного електромагніту

№ точки № дослід	1	2	3	4	5
$i_{m,1,j}$ , А	0,15	0,92	1,09	1,18	1,15
$i_{m,2,j}$ , А	0,15	0,95	1,10	1,15	1,17
$i_{m,3,j}$ , А	0,14	0,93	1,09	1,18	1,18
$\bar{i}_{m,j}$ , А	0,146	0,933	1,093	1,170	1,166
$(\bar{i}_{m,j} - i_{m,i,j})^2$ , А	0,000068	0,000467	0,000067	0,000600	0,000468

Середні значення експериментально визначеного струму  $\bar{i}_{m,j}$  через пропорційний електромагніт порівняно із розрахованими значеннями  $i_{m,j}^*$ . Результати порівняння представлені в таблиці № 4.2.

Таблиця № 4.2

Результати порівняння експериментальних досліджень та моделювання  
підсилювача пропорційного електромагніту

Розраховане значення $i_{m,j}^*$ , А	0,131	0,90	1,09	1,14	1,14
Середнє експериментальне значення $\bar{i}_{m,j}$ ,	0,146	0,933	1,093	1,170	1,166
$\bar{i}_{m,j} - i_{m,j}^*$ , А	0,015	0,033	0,003	0,030	0,026
Максимальне відхилення розрахункових значень струму підсилювача від експериментальних, %	10,2	3,5	3,2	2,5	2,2

На основі порівняння експериментально визначених значень струму  $\bar{i}_m$ , та розрахованих значень  $i_m^*$  оцінена адекватність математичної моделі підсилювача (рівняння 4.1) по критерію Фішера [3].

Дисперсія адекватності  $S_{ag}^2$  визначається за формулою:

$$S_{ag}^2 = \sum_1^N \left( \frac{\bar{i}_{m,j} - i_{m,j}^*}{f_a} \right)^2 = \frac{0,0028}{5} = 0,00058, \text{ А} \quad (4.2)$$

де:  $j = 1 \dots N$  – число точок залежності струму через електромагніт від часу, по яким велось порівняння експериментальних  $\bar{i}_{m,j}$ , та розрахункових  $i_{m,j}^*$  значень;  
 $i = 1 \dots n$  – число незалежних дослідів, за якими визначено експериментальні значення  $i_{m,1,j}$ ;

$f_a = 5$  – число ступенів вільності при розрахунку дисперсії адекватності.

Дисперсія відтворюваності  $S_v^2$  визначається за формулою:

$$S_v^2 = \frac{\sum_1^N \sum_1^n (\bar{i}_{m,j} - i_{m,j}^*)^2}{f_v} = \frac{0,00167}{5} = 0,000334, \text{ А} \quad (4.3)$$

де  $f_v = 5$  – число ступенів вільності при розрахунку дисперсії відтворюваності.

Критерій Фішера:

$$F = \frac{S_{ag}^2}{S_v^2} = \frac{0,000580}{0,000334} = 1,73. \quad (4.4)$$

$$F = 1,73 < 5,1 = F_T, \quad (4.5)$$

де  $F_T = 5,1$  – табличне значення критерію Фішера [3].

Модель адекватна за критерієм Фішера з імовірністю 95 %.

#### 4.4. Статичні характеристики адаптивної гідросистеми

На експериментальному стенді (див. рис. 4.1) визначено статичні характеристики адаптивної гідросистеми.

Визначення залежності величини витрати  $Q_c$  через розподільник 5 від величини напруги  $U_1$  на електромагніті регульованого дроселя 3 виконано наступним чином. Величина напруги  $U_1$  задавалась програмно від контролера 12 та реєструвалась на аналогово-цифровому перетворювачі 28. Зміна напруги  $U_1$  на електромагніті регульованого дроселя 3 забезпечувалась в діапазоні  $U_1=(7...12)$  В. Для значень напруги  $U_1=7, 8, 9, 10, 11$  В проводилась реєстрація частоти  $n_m$  обертання вала гідромотора 9. Величина витрати  $Q_c$  через розподільник 5 визначалась за формулою

$$Q_c = n_m q_m / \eta_m \quad (4.6)$$

де  $q_m = 50 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/об – робочий об'єм гідромотора;

$\eta_m = 0,97$  – об'ємний ККД гідромотора.

На рис. 4.9 представлена визначена експериментально залежність величини витрати  $Q_c$  від величини напруги  $U_1$  на електромагніті регульованого дроселя.

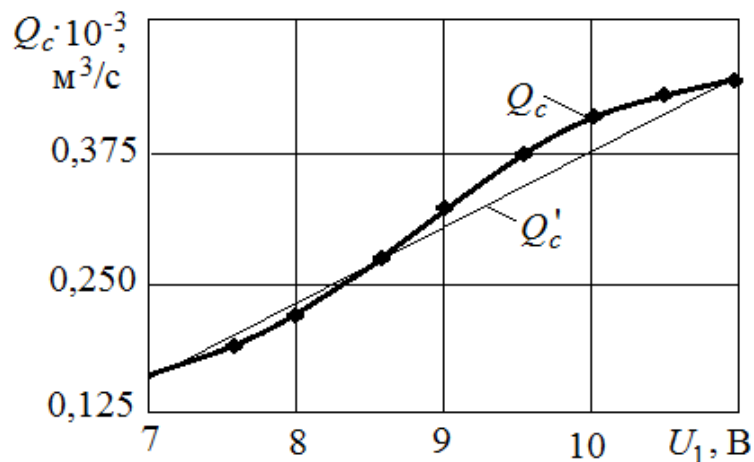


Рис. 4.9. Залежність величини витрати  $Q_c$  через розподільник від величини напруги  $U_1$  на електромагніті регульованого дроселя при тиску  $p_{n1}=4,0$  МПа

Має місце пропорційна залежність  $Q_c=f(U_1)$  з певною величиною нелінійності. Для оцінки степені нелінійності статистичної характеристики використано величину  $\Delta Q$  максимального відхилення реальної витрати  $Q_c$  від лінійної залежності  $Q'_c=f(U_1)$

$$\Delta Q = \frac{|Q'_c - Q_c|}{Q'_c} 100 \%. \quad (4.7)$$

При значенні  $p_{n1}=4,0$  МПа величина  $\Delta Q_{\max}=12,2 \%$ .

Визначення залежності витрати  $Q_c$  через розподільник від величини тиску  $p_c$  виконана наступним чином. Від контролера 12 (див. рис. 4.1) подавалась напруга  $U_1$ , що визначала величину витрати  $Q_c^{\min}=0,16 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , яка подавалась насосом 1 через розподільник 5 та регульований дросель 10 до гідромотора 9. Гідроциліндр 29 при цьому не використовувався. Величина витрати  $Q_c$  визначалась за формулою (4.6) із урахуванням величини частоти обертання  $n_m$  вала гідромотора 9, яка реєструвалась за допомогою тахометра 27. Регульованим дроселем 10 налаштовувалась величина тиску  $p_c$ . значення величини тиску  $p_c$  змінювалось в діапазоні  $p_c=(1,0 \dots 7,0)$  МПа з інтервалом  $\Delta p_c=1,0$  МПа. При кожному новому значенні величині тиску  $p_c$  реєструвалась відповідна величина частоти обертання  $n_m$ .

В результаті експерименту побудована статична характеристика  $Q_c=f(p_c)$  представлена на рис. 4.10.

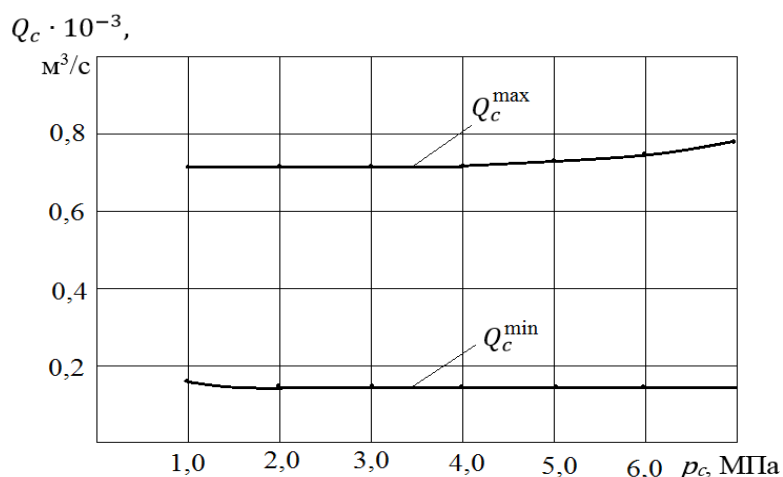


Рис. 4.10. Залежність величини витрати  $Q_c$  до гідромотора від величини тиску  $p_c$

Експеримент також проведено для налаштування напруги  $U_1$  на електромагніті, при якій величина витрати насоса 1 становила

$Q_c^{\max} = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . Залежність  $Q_c = f(p_c)$  при налаштуванні  $Q_c^{\max} = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  показано на рис. 4.10.

В розробленій адаптивній гідросистемі забезпечується стабілізація величини витрати  $Q_c$ , що подається насосом до гідродвигуна.

Точність стабілізації витрати  $Q_c$  залежить від налаштованого значення витрати з діапазону  $Q_c^{\min} \dots Q_c^{\max}$  та величини тиску  $p_c$ , який визначається навантаженням. Величина точності стабілізації витрати  $Q_c$  оцінювалась за допомогою похибки стабілізації  $A$ , яка визначалась за формулою

$$A = \frac{Q'_c - Q''_c}{Q''_c} \cdot 100\% \quad (4.8)$$

де  $Q'_c$  – величина витрати при мінімальному значенні тиску  $p_c$ ;

$Q''_c$  – величина витрати при максимальному значенні тиску  $p_c$ .

Максимальне значення похибки стабілізації  $A$  в проведеному експерименті становило  $A_{\max} = 7,1 \%$ .

#### 4.5. Динамічні характеристики адаптивної гідросистеми

На експериментальному стенді (див. рис. 4.1) виконано дослідження роботи адаптивної гідросистеми в динамічному режимі [78]. Проведено осцилографування роботи адаптивної гідросистеми при зміні площі дроселя 10. При цьому адаптивна гідросистема налаштовувалась таким чином. Розподільний золотник 7 знаходився в нейтральній позиції. Насос 1 налаштовувався на подачу  $Q_1 = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  за рахунок подачі відповідної напруги  $U_1$  на електромагніт регульованого дроселя 3. Величина напруги  $U_1$  формувалась програмно контролером 12. При осцилографуванні перехідного процесу обумовленого перекриттям дроселя 10 в адаптивній гідросистемі реєструвались тиски  $p_n$  та  $p_c$  за допомогою датчиків 15, 13 та аналогово-цифрового перетворювача 28. Результат обробки сигналів від датчиків тиску виводився на персональний комп'ютер 25 і записувався в окремий файл. На рис. 4.11 представлено залежності тисків  $p_n$  та  $p_c$  в адаптивній системі від часу.

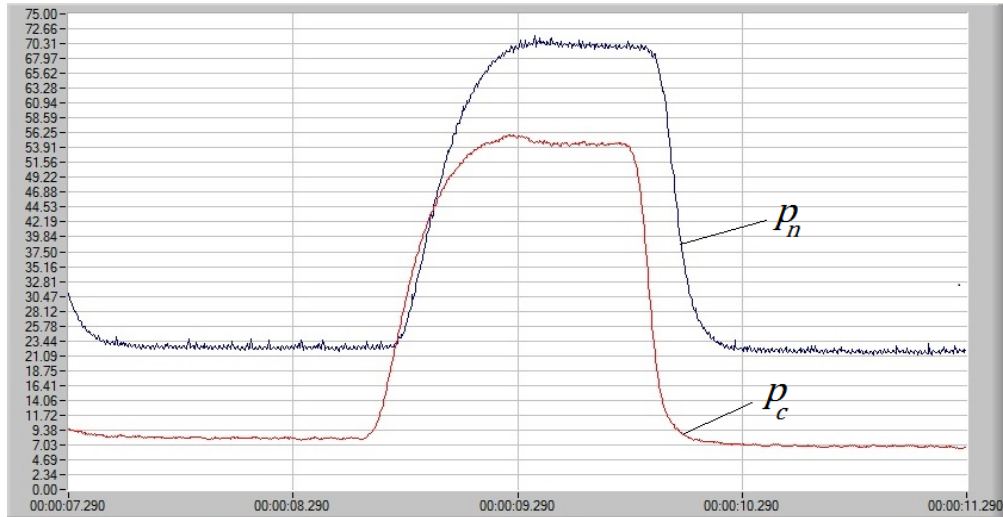


Рис. 4.11. Залежності величин тисків  $p_n$  та  $p_c$  від часу при зменшенні робочого вікна дроселя на виході розподільника

Зміна площі дроселя 10 відбувалась при початкових значеннях тиску  $p_n = 2,25$  МПа. При цьому перепад тиску  $\Delta p_g$  на регуляторі 2 насоса 1 становить  $\Delta p_g = 1,42$  МПа. При зменшенні величини площі дроселя 10 значення тисків після завершення перехідного процесу становили  $p_n = 7,01$  МПа та  $p_c = 5,49$  МПа, а перепад тиску на регуляторі 2 насоса 1 становив  $\Delta p_g = p_n - p_c = 1,52$  МПа. При збільшенні площі дроселя 10 до початкового значення величини тисків становили  $p_n = 2,14$  МПа,  $p_c = 0,703$  МПа, величина перепаду  $\Delta p_g = p_n - p_c = 1,44$  МПа. Час перехідного процесу при зменшенні площі дроселя 10 становить  $t_p = 0,83$  с, а при збільшенні площі дроселя 10  $t_p = 0,47$  с.

Проведене осцилографування перехідного процесу в адаптивній гідросистемі підтверджує її роботоздатність. Забезпечується стійкий процес переходу адаптивної гідросистемі на новий рівень тисків  $p_n$  та  $p_c$  при зміні площі дроселя 10. При цьому перепад  $\Delta p_g$  змінюється на 6,5 %, що буде забезпечувати стабілізацію величини витрати, яка надходить до гідромотора 9. Час регулювання в адаптивній гідросистемі при таких умовах не перевищує 0,83 с.

На експериментальному стенді (див. рис. 4.1) проведено дослідження впливу параметрів клапана перепаду тиску на час регулювання в адаптивній гідросистемі. Дослідження проведено при відкритті розподільного золотника 5. Величина подачі насоса 1 попередньо налаштовувалась на значення  $Q_n = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с. Процес робот адаптивної гідросистеми осцилографувався за



допомогою датчика 15 аналогово-цифрового перетворювача 28 та персонального комп'ютера 25. Результат осцилографування при значенні дроселя площею  $f_2=0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  клапана перепаду тиску представлено на рис. 4.12.

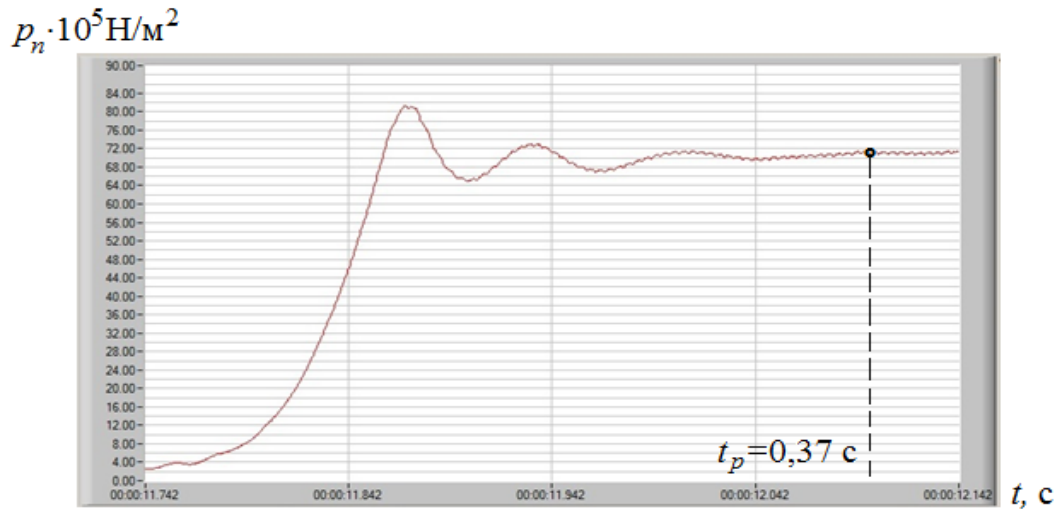


Рис. 4.12. Вплив величини площі дроселя  $f_2=0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  на час регулювання  $t_p$

Насос 1 при одночасній роботі з клапаном перепаду тиску 4 забезпечує подачу  $Q_n=0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  при усталеному значенні тиску  $p_n = 72 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$  на протязі часу регулювання  $t_p = 0,37 \text{ с}$ .

Зміна величини площі дроселя  $f_2$  до значення  $f_2=0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  забезпечує зменшення коливальності в адаптивній гідросистемі і насос 1 попередньо налаштований на величину подачі  $Q_n=0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  при одночасній роботі з клапаном перепаду тиску забезпечує усталене значення тиску  $p_n = 70 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$  за час  $t_p = 0,31 \text{ с}$  (рис. 4.13).

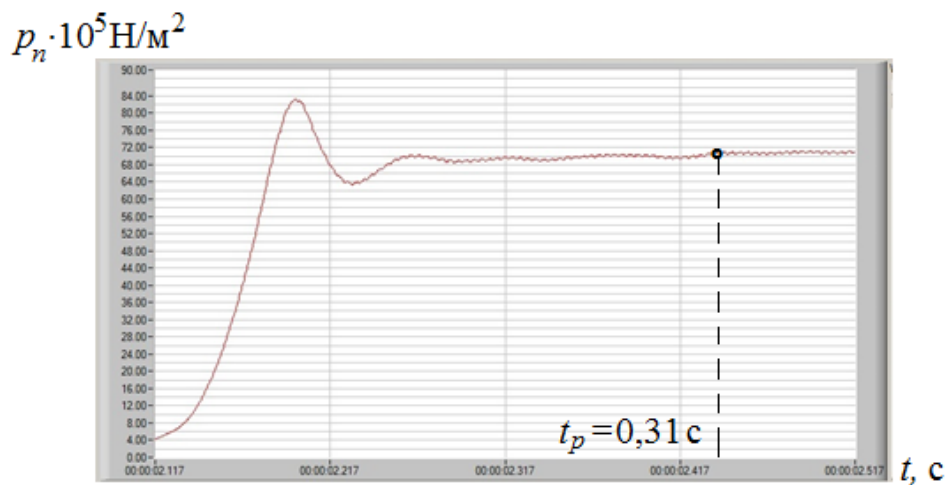


Рис. 4.13. Вплив величини площі дроселя  $f_2=0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  на час регулювання  $t_p$

Представлені осцилограми роботи адаптивної гідросистеми при відкритті розподільного золотника 5 дозволили підтвердити результати математичного моделювання представлені в розділі 3 рис. 3.25 а.

На експериментальному стенді (див. рис. 4.1) досліджена робота адаптивної гідросистеми при одночасній роботі двох контурів. В процесі експериментів величина витрати  $Q_c$  та тиск  $p_c$  на вході в гідроциліндр 29 адаптувались до величини тиску  $p_m$  на вході регульованого дроселя 11. Дослідження проведені для двох алгоритмів роботи контролера 12. У першому досліді із зміною тиску  $p_m$  на вході регульованого дроселя контролер забезпечував збільшення напруги  $U_1$  на електромагніті регульованого дроселя 3. Це призводило до збільшення відкриття регульованого дроселя 3 і відповідно до зростання величини витрати  $Q_c$ , що надходила до гідроциліндра 29. Тиск  $p_c$  на вході в гідроциліндр відповідно зростав і одночасно збільшувалась частота  $n_m$  обертання валу гідромотора 9. Величина тиску  $p_c$  реєструвалась датчиком 13, а величина тиску  $p_m$  реєструвалась датчиком 14.

На рис. 4.14 наведена осцилограма роботи адаптивної гідросистеми при використанні в контролері 12 залежності, що забезпечує зростання напруги  $U_{a1}$  на виході контролера по відношенню до напруги  $U_{pm}$  на вході контролера.

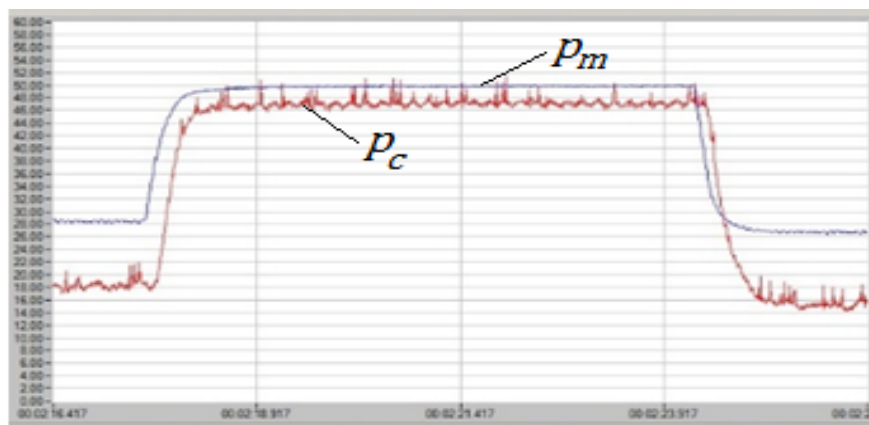


Рис. 4.14. Залежність тиску  $p_c$  на вході дроселя 10 від зміни тиску  $p_m$  на вході дроселя 11 при прямо пропорційній залежності між сигналами на вході та виході контролера

Нижче представлена програма для керування контролером Arduino UNO.

```
int dPin = 9; // використовуємо 9й пін з ШІМ для керування електромагнітом
```

```

int sensorValue = analogRead(A1); // використовуємо пін A1 для заміру напруги на
датчику тиску
void setup() { // блок програми, що виконується один раз
  pinMode(dPin, OUTPUT); // позначаємо 9й пін як вихідний
  Serial.begin(9600); // вмикаємо серійний монітор
}
void loop() { // блок програми, що повторюється
  Serial.println(sensorValue); // зчитуємо напругу на датчику
  delay(1000); // відображаємо щосекунди на серійному моніторі
  sensorValue = constrain(sensorValue, 210, 335); // визначаємо робочий діапазон
датчика
  // відображаємо значення з датчика від 210 до 335 як сигнал на електромагніт
від 150 до 255
  int dLevel = map(sensorValue, 210, 335, 150, 255);
  analogWrite(dPin, dLevel); // задаємо величину вихідного сигналу
}

```

При ступінчастому зменшенні площі дроселя 11 тиск  $p_m$  зростає з  $28 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup> до  $50 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>, а тиск  $p_c$  при цьому зростає з  $18 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup> до  $46 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>. Коефіцієнт передачі для тиску  $p_c$  при цьому буде становити  $k_n = 1,27$ . При ступінчастому збільшенні площі дроселя 11 тиск  $p_m$  зменшується з  $50 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup> до  $26 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>, а тиск  $p_c$  зменшується  $46 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup> до  $14 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup> і коефіцієнт передачі для тиску  $p_c$  в цьому випадку становить  $k'_n = 1,33$ .

Точність регулювання в адаптивній гідросистемі оцінена величиною похибки  $A_n$ , яка визначена за формулою

$$A_n = \frac{k_n - k'_n}{k'_n} 100\% = \frac{1,27 - 1,33}{1,33} \cdot 100\% = 4,5 \%. \quad (4.9)$$

Час регулювання в адаптивній гідросистемі становив для випадку збільшення тиску  $p_c$   $t_p = 0,93$  с, а для випадку зменшення тиску  $p_c$   $t_p = 0,9$  с.

На рис. 4.15 наведена осцилограма роботи адаптивної гідросистеми при використанні в контролері 12 залежності, що забезпечує зменшення напруги  $U_{a1}$  на вході контролера по відношенню до зростання напруги  $U_{pm}$  на виході контролера. Нижче представлена програма для керування контролером Arduino UNO.

```

int dPin = 9; // використовуємо 9й пін з ШІМ для керування електромагнітом
int sensorValue = analogRead(A1); // використовуємо пін A1 для заміру напруги на датчику
тиску
void setup() { // блок програми, що виконується один раз
  pinMode(dPin, OUTPUT); // позначаємо 9й пін як вихідний
  Serial.begin(9600); // вмикаємо серійний монітор
}

```

```

void loop() { // блок програми, що повторюється
  Serial.println(sensorValue); // зчитуємо напругу на датчику
  delay(1000); // відображаємо щосекунди на серійному моніторі
  sensorValue = constrain(sensorValue, 210, 335); // визначаємо робочий діапазон датчика
  // відображаємо значення з датчика від 210 до 335 як сигнал на електромагніт від 255 до
  150
  int dLevel = map(sensorValue, 210, 335, 255, 150);
  analogWrite(dPin, dLevel); // задаємо величину вихідного сигналу
}

```

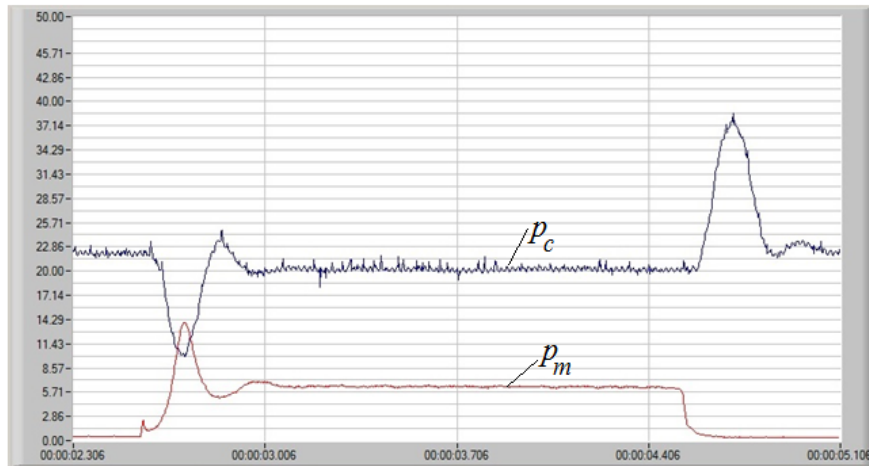


Рис. 4.15. Осцилограма роботи адаптивної гідросистеми при використанні в контролері обернено пропорційної залежності між сигналами на вході та на виході контролера

При ступінчастому зменшенні площі дроселя 11 тиск  $p_m$  зростає з  $1 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup> до значення  $6,5 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>, а тиск  $p_c$  при цьому зменшується з  $22,5 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup> до  $20 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>. Коефіцієнт передачі для тиску  $p_c$  буде становити  $k_n = 0,87$ . При ступінчастому збільшенні площі дроселя 11 тиск  $p_m$  зменшується з  $6,5 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup> до  $1,0 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>, а тиск  $p_c$  зростає із значення  $20,0 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup> до  $22,46 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>. Коефіцієнт передачі для тиску  $p_c$  становить  $k_n' = 0,89$ .

Точність регулювання в адаптивній гідросистемі оцінена величиною похибки  $A_n$

$$A_n = \frac{k_n - k_n'}{k_n'} 100\% = \frac{0,87 - 0,89}{0,89} \cdot 100\% = 2,2 \, \%.$$

Проведені дослідження підтвердили роботоздатність експериментального зразка адаптивної гідросистеми.

#### 4.6. Ідентифікація математичної моделі адаптивної гідросистеми

На основі експериментальних даних, отриманих в процесі досліджень адаптивної гідросистеми (див. рис 4.13) на спеціально створеному стенді (див. рис 4.2) виконана ідентифікація математичної моделі.

На рис. 4.16 представлено експериментально визначений перехідний процес в адаптивній гідросистемі при ступінчастій зміні площі дроселя 10 (див. рис.4.1).

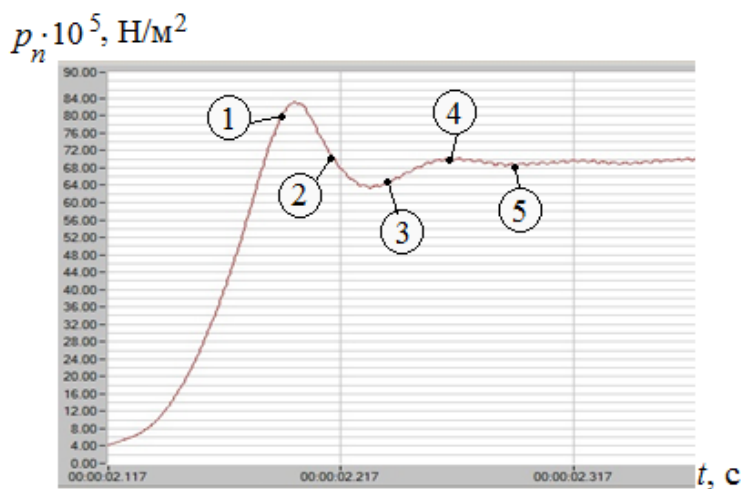


Рис. 4.16. Експериментально визначений перехідний процес в адаптивній гідросистемі при відкритті розподільного золотника

Перехідний процес має коливальний характер при тривалості  $t_p = 0,25$  с. Результати експерименту порівняні з розрахованим перехідним процесом (рис. 4.17).

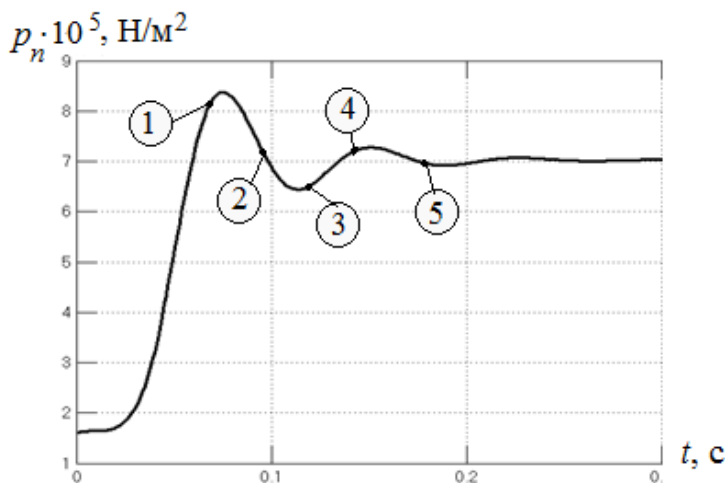


Рис. 4.17. Розрахований по математичній моделі перехідний процес в адаптивній гідросистемі

Порівняння проведено по п'яти точкам 1...5 з однаковим значення по часу.

В таблиці № 4.3 представлені результати експериментальних досліджень адаптивної гідросистеми.

Таблиця № 4.3

Результати експериментальних досліджень перехідних процесів в адаптивній гідросистемі

№ точки № досліджу	1	2	3	4	5
$p_{n,1}$ , МПа	7,93	7,22	6,51	7,00	6,92
$p_{n,2}$ , МПа	7,62	6,94	6,34	7,02	6,72
$p_{n,3}$ , МПа	7,91	7,38	6,62	6,86	6,67
$\bar{p}_{n,j}$ , МПа	7,82	7,18	6,49	6,96	6,77
$\sum_1^n (\bar{p}_{n,j} - p_{n,i,j})^2$ , МПа	0,021	0,025	0,040	0,040	0,047

Середні значення тиску  $\bar{p}_{n,j}$  визначені в перехідному процесі порівнювались із розрахованими значеннями  $p_{n,j}^*$  при однакових значеннях часу. Результати порівняння представлені в таблиці № 4.4

Таблиця № 4.4

Результати порівняння експериментальних досліджень та моделювання перехідних процесів в адаптивній гідросистемі

Експериментальне значення $p_{n,j}^*$ , МПа	7,82	7,18	6,49	6,96	6,77
Розраховане значення $\bar{p}_{1,j}$ , МПа	8,31	7,10	6,60	7,22	7,05
$(p_{n,j}^* - \bar{p}_{n,j})^2$ , МПа	0,144	0,005	0,008	0,048	0,017
Максимальне відхилення розрахункових значень тиску від експериментальних, %	9,2	3,8	4,1	5,2	5,7

Дисперсія відтворюваності  $S_v^2$  визначається за формулою:

$$S_v^2 = \frac{\sum_1^N \sum_1^n (p_{n,i,j} - \bar{p}_{n,j})^2}{f_v} = \frac{0,173}{5} = 0,034, \text{ МПа} \quad (4.10)$$

де  $f_v = 5$  – число ступенів вільності при розрахунку дисперсії відтворюваності.

На основі порівняння експериментально визначених значень напруги  $\bar{U}_1$  та розрахованих значень  $U_1^*$  оцінена адекватність математичної моделі (рівняння 4.1) по критерію Фішера.

Дисперсія адекватності  $S_{ag}^2$  визначається за формулою:

$$S_{ag}^2 = \sum_1^N \left( \frac{p_{1,j}^* - \bar{p}_{n,j}}{f_a} \right)^2 = \frac{0,222}{5} = 0,044, \text{ МПа} \quad (4.11)$$

Критерій Фішера:

$$F = \frac{S_{ag}^2}{S_v^2} = \frac{0,044}{0,034} = 1,3. \quad (4.12)$$

$$F = 1,3 < 5,1 = F_T, \quad (4.13)$$

де  $F_T = 5,1$  – табличне значення критерію Фішера.

Модель адаптивної гідросистеми адекватна за критерієм Фішера з імовірністю 95 %.

## 4.7. Висновки

1. На основі експериментально визначеної залежності величини струму в обмотці електромагніту від часу, при ступінчатій зміні сигналу від контролера, знайдена передавальна функція підсилювача електромагніту, яка описується залежністю  $T_n \frac{di_m}{dt} + i_m = k_{ng} U_a$ . Підтверджена адекватність передавальної функції за критерієм Фішера з імовірністю 95%. Максимальне відхилення розрахованого значення напруги від експериментального становить  $\varepsilon_1 = 9,5$  %.

2. Проведено порівняння результатів моделювання перехідного процесу в адаптивній гідросистемі з результатами експериментальних досліджень з метою ідентифікації математичної моделі. Встановлено, що з урахуванням прийнятих допущень та спрощень розроблена математична модель

адекватна з імовірністю 95% за критерієм Фішера. Максимальне відхилення розрахованих значень тиску в перехідному процесі від експериментально визначеного становить  $\varepsilon_2=9,2$  %.

3. На експериментальному стенді знайдена залежність витрати через регульований дросель розподільника від величини напруги на вході в електромагніт. Залежність є пропорційною з відхиленням від лінійності, що не перевищує 12,2 %.

4. Підтверджено роботоздатність розробленої адаптивної гідросистеми та забезпечена стійка робота як для випадку збільшення напруги  $U_{a1}$  на виході контролера при точності регулювання по тиску  $A_n= 4,5$  %, так і для випадку зменшення напруги  $U_{a1}$  при точності регулювання по тиску  $A_n= 2,2$  %.



## РОЗДІЛ 5

### ЗАСТОСУВАННЯ АДАПТИВНОЇ ГІДРОСИСТЕМИ З ПЕРЕХРЕСНИМ ЗВ'ЯЗКОМ В МОБІЛЬНІЙ МАШИНІ

#### 5.1. Математична модель адаптивної гідросистеми та робочого органа

Розроблена адаптивна гідросистема з перехресним зв'язком може бути ефективно використана на машинах з робочими органами, в яких необхідно узгоджувати роботу декількох гідродвигунів. Прикладами таких машин є бурильно-кранові машини типу БМ-205 на базі трактора МТЗ-80, бурильно-кранові машини типу БКМ-2М, БКМ-3У на базі тракторів ХТЗ-150, мобільна робоча машина БАМ-2014 на базі трактора МТЗ-80. В усіх перерахованих машинах на операції буріння шурфів за допомогою бурильних шнеків використовується одночасно робота двох гідравлічних приводів. Привод обертання шнека та привод його подачі працюють від окремих насосів постійного робочого об'єму. Гідросистеми цих машин побудовані на базі релейних розподільників і не передбачають можливості пропорційного регулювання витрат, що поступають до гідродвигунів. Відповідно плавне регулювання частотою обертання шнека та його подачею утруднене та пов'язане із значними втратами енергії в гідросистемі. Разом з тим в ряді публікацій [36 – 39] наголошується на тому, що можливість регулювання швидкісними режимами при бурінні, а також узгодження величини частоти обертання шнека та його подачі суттєво впливає на продуктивність роботи машини та забезпечення безперебійності процесу буріння.

Робота адаптивної гідросистеми у випадку виконання мобільною робочою машиною буріння шурфу шнеком досліджена по математичній моделі. На рис. 5.1 представлена розрахункова схема приводів бурильного шнека, який є змінним робочим органом на машині БАМ-2014. Бурильний шнек 1 жорстко з'єднаний з валом гідромотора 2, що змонтований на рукояті 3 екскаваторного обладнання. Привод шнека забезпечується від окремого регульованого насоса, частота обертання шнека змінюється у відповідності до сигналу контролера, що

подається на розподільник привода гідромотора. Для встановлення гідромотора зі шнеком на рукояті застосовують спеціальні адаптери. Подача бурильного шнека забезпечується гідроциліндром 5 привода рукояті. Гідроциліндр 5 приводиться до руху від окремого регульованого насоса.

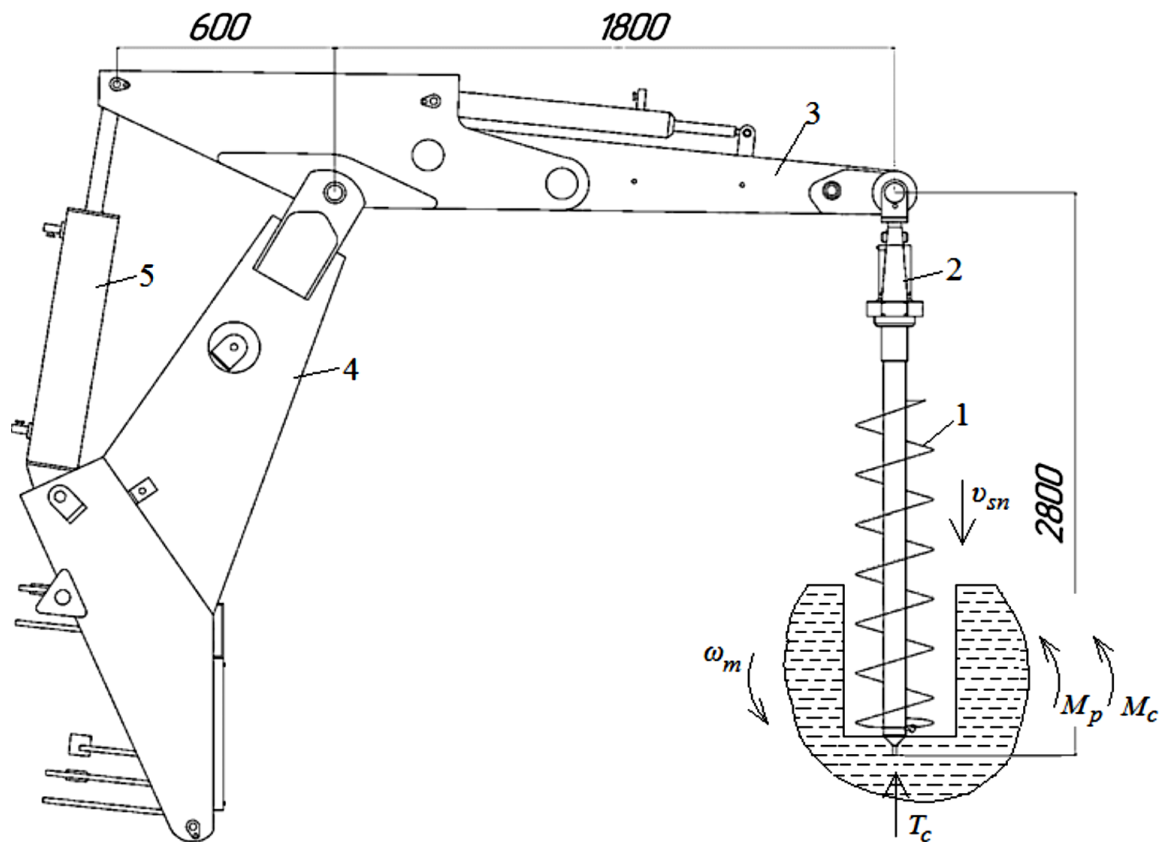


Рис. 5.1. Розрахункова схема привода бурильного шнека

Величина подачі бурильного шнека може змінюватись в широких діапазонах і визначається сигналом контролера, який подається на розподільник привода рукояті. Рукоять 3 закріплена на стрілі 4 екскаваторного обладнання задньої навіски мобільної машини.

#### 5.1.1 Силкові фактори в зоні буріння.

При розробленні математичної моделі роботи шнека в процесі буріння використані залежності осьової сили та моменту різання запропоновані Казаченко Г.В., Нагорським А. В., Басалаєм Г. А. з кафедри гірських машин Білоруського національного технічного університету [36 – 39].

Момент різання ґрунту))у при бурінні шнеком

$$M_m = C_1 \left( v_{sn} \frac{2\pi}{z\omega_m} \right)^{c_2} \left( \frac{\pi R_c^2 v_{sn}}{\omega_m} \right); \quad (5.1)$$

зусилля подачі

$$T_c = k_n \frac{2eQ}{\omega_m \sqrt{R_1^2 + R_2^2}}; \quad (5.2)$$

питомі витрати на руйнування породи

$$e = c_1 h^{c_2}; \quad (5.3)$$

продуктивність шнека

$$Q = v_{sn} \pi R_c^2; \quad (5.4)$$

товщина стружки

$$h = v_{sn} \frac{2\pi}{z\omega_m}. \quad (5.5)$$

В формулах 5.1 – 5.5 позначено:

$C_1$  – параметр, що залежить від властивостей ґрунту;

$C_2$  – параметр, що залежить від виду інструменту;

$z$  – кількість ріжучих лопатей інструменту;

$R_c$  – діаметр шурфу;

$R_1$  – діаметр основи шнека;

$k_n$  – коефіцієнт пропорційності для осьового зусилля.

Момент  $M_{ms}$  сил опору, що виникає на шнеку в процесі буріння визначається за такою залежністю  $M_{ms} = M_m + M_{mr} + M_p$ , де  $M_{mr}$  – складова моменту різання ґрунту, що змінюється за випадковим законом. Для моделювання складової моменту  $M_{mr}$  використовується блок Signal Builder з бібліотеки Matlab Simulink. Застосовується тип сигналу – Sampled Gaussian Noise із налаштуванням частоти та відхилення.

### 5.1.2 Визначення моментів інерції робочого органу.

Бурильний шнек в процесі виконання робочої операції виконує два рухи:

- основний рух, пов'язаний з обертанням шнека навколо своєї осі;
- рух подачі, пов'язаний із переміщенням шнека вздовж своєї осі.

Основний рух забезпечується гідромотором 4 (див. рис.5.2), вал якого безпосередньо і жорстко пов'язаний із шнеком. В процесі заглиблення шнека в ґрунт він наповнюється ґрунтом, який обертається разом із шнеком. Рух шнека описано з використанням моментів інерції  $I_m$  та  $I_c$ , які залежать від геометричних розмірів шнека і маси ґрунту, що розташований всередині шнеку. Оскільки осьове переміщення шнека пов'язане з поворотом рукояті на кут  $\varphi$ , то величина моменту інерції шнека  $I_m$  знайдена в залежності від кута  $\varphi_c$ . Для знаходження цієї залежності  $I_m = f(\varphi_c)$  розроблено тривимірну модель привода шнека (рис. 5.2) діаметром 400 мм, довжиною 2,5 м, кроком 270 мм та діаметром труби шнека 100 мм.

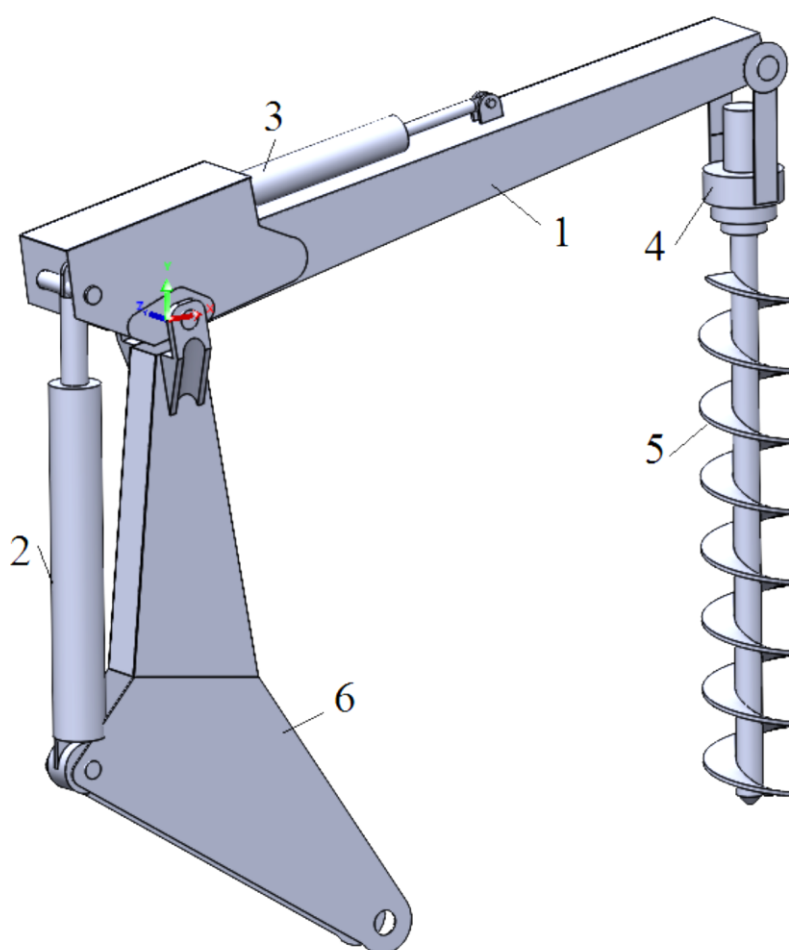


Рис. 5.2. 3D-модель привода бурового шнека

Тривимірна модель привода шнека включає рукоять 1, гідроциліндр 2 привода рукояті, гідроциліндр 3 привода ківшу, гідромотор 4 та шнек 5. Привод змонтовано на стрілі 6 мобільної машини. Для тривимірної моделі шнека за допомогою модуля Інерція SLDASM програми КОМПАС-3D розраховане

значення моменту інерції  $I_m$  при семи положеннях рукояті. Окрім масових характеристик елементів привода шнека при визначенні моментів інерції  $I_m$  та  $I_c$  враховано масу ґрунту  $m_g(\varphi)$ , що транспортується шнеком. Величина маси ґрунту  $m_g(\varphi)$  оцінювалась за формулою

$$m_g(\varphi) = \pi(R_c^2 - R_1^2)l_r \operatorname{tg} \varphi \rho_\varphi k_v, \quad (5.6)$$

де  $R_c$  – діаметр шурфу;

$R_1$  – діаметр основи шнека;

$l_r$  – відстань від осі обертання шнека до осі обертання рукояті;

$\varphi$  – поточний кут повороту рукояті;

$\rho_\varphi$  – густина ґрунту;

$k_v$  – коефіцієнт заповнення витка шнека.

Результати розрахунку представлені на рис. 5.3.

Залежність моменту інерції шнека  $I_m$  від кута повороту  $\varphi_c$  представлена в таблиці № 5.1.

Таблиця № 5.1

Залежність моменту інерції  $I_m$  від кута повороту рукояті  $\varphi_c$

$\varphi_c^\circ$	0	3	6	9	13	15	18
$I_m, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	47,22	50,62	52,60	53,89	54,79	55,48	56,04

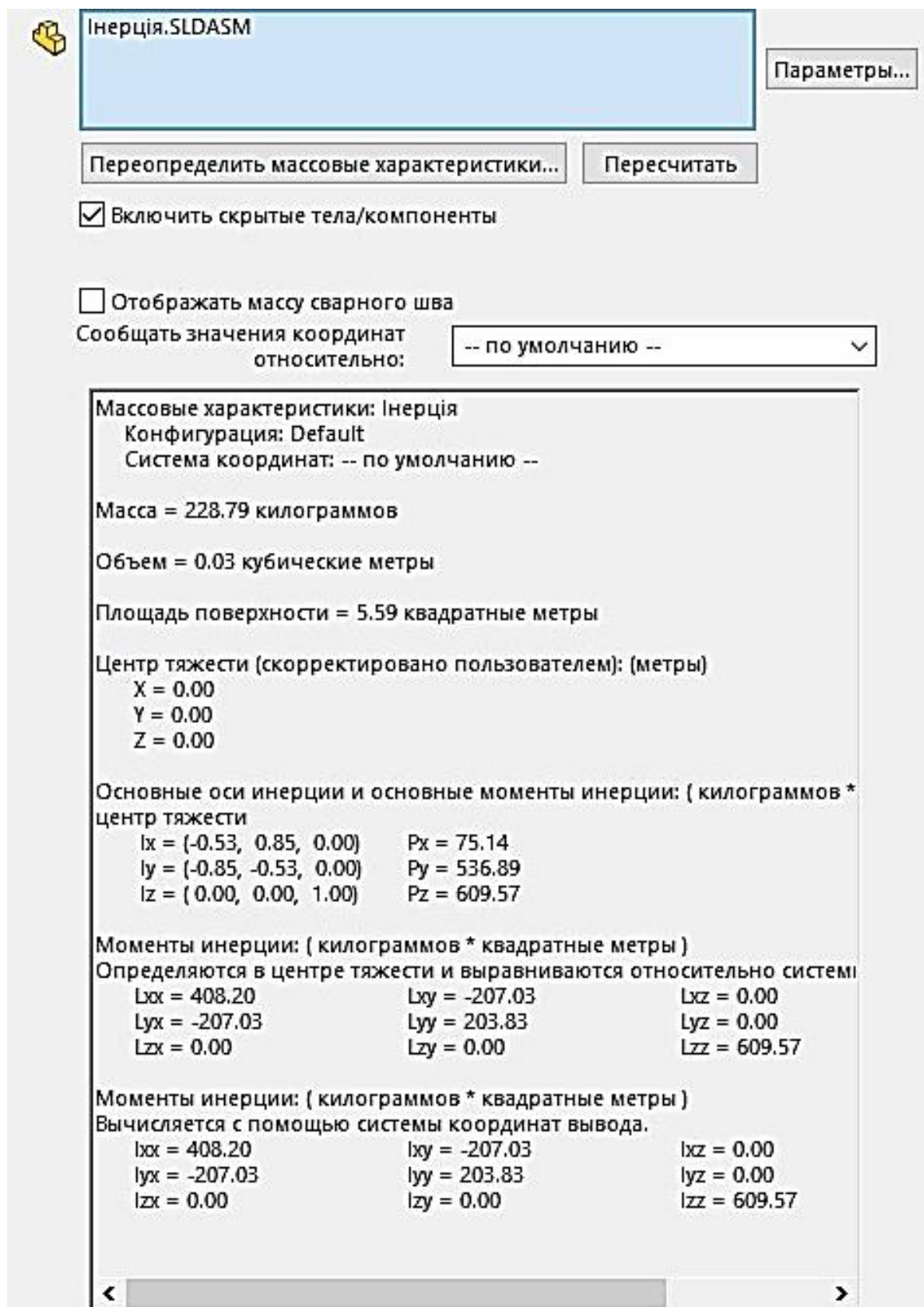
Результати розрахунку оброблені за допомогою програми DATAFIT та знайдена степенева залежність

$$I_m(\varphi_c) = a\varphi_c^2 + b\varphi_c + c, \quad (5.7)$$

де  $a = -0,028$ ,  $b = 0,96$ ,  $c = 47,56$ .

Знайдена залежність використана в математичні моделі адаптивної гідросистеми.

Рух подачі шнека забезпечується гідроциліндром 5 (див. рис. 5.1) Рукоять пов'язана із шнеком, що обертається. Оскільки в процесі буріння шнек наповнюється ґрунтом, то сумарна маса шнека з ґрунтом збільшується.



Інерція.SLDASM

Параметры...

Переопределить массовые характеристики... Пересчитать

☒ Включить скрытые тела/компоненты

☐ Отображать массу сварного шва

Сообщать значения координат относительно: -- по умолчанию --

Массовые характеристики: Інерція  
Конфигурация: Default  
Система координат: -- по умолчанию --

Масса = 228.79 килограммов

Объем = 0.03 кубические метры

Площадь поверхности = 5.59 квадратных метры

Центр тяжести (скорректировано пользователем): (метры)  
X = 0.00  
Y = 0.00  
Z = 0.00

Основные оси инерции и основные моменты инерции: ( килограммов \* центр тяжести

Ix = (-0.53, 0.85, 0.00)	Px = 75.14
Iy = (-0.85, -0.53, 0.00)	Py = 536.89
Iz = (0.00, 0.00, 1.00)	Pz = 609.57

Моменты инерции: ( килограммов \* квадратные метры )  
Определяются в центре тяжести и выравниваются относительно системы

Lxx = 408.20	Lxy = -207.03	Lxz = 0.00
Lyx = -207.03	Lyx = 203.83	Lyx = 0.00
Lzx = 0.00	Lzy = 0.00	Lzz = 609.57

Моменты инерции: ( килограммов \* квадратные метры )  
Вычисляется с помощью системы координат вывода.

lxx = 408.20	lxy = -207.03	lxz = 0.00
lyx = -207.03	lyy = 203.83	lyz = 0.00
lzx = 0.00	lzy = 0.00	lzz = 609.57

Рис. 5.3. Розрахунок моменту інерції  $I_m$ 

Обертальний рух рукояті описаний із використанням моменту інерції  $I_c$ , який складається із моментів інерції поршня і штока гідроциліндра, шнека та ґрунту. Кількість ґрунту у шнеку залежить від кута повороту  $\varphi_c$  стріли.

По 3D моделі рукояті, гідроциліндра та шнека визначено залежність моменту інерції  $I_c$  від кута повороту  $\varphi_c$  за допомогою модуля Інерція SLDASM програми КОМПАС-3D. Результат розрахунку для значення  $\varphi_c = 0$  представлено на рис. 5.4.

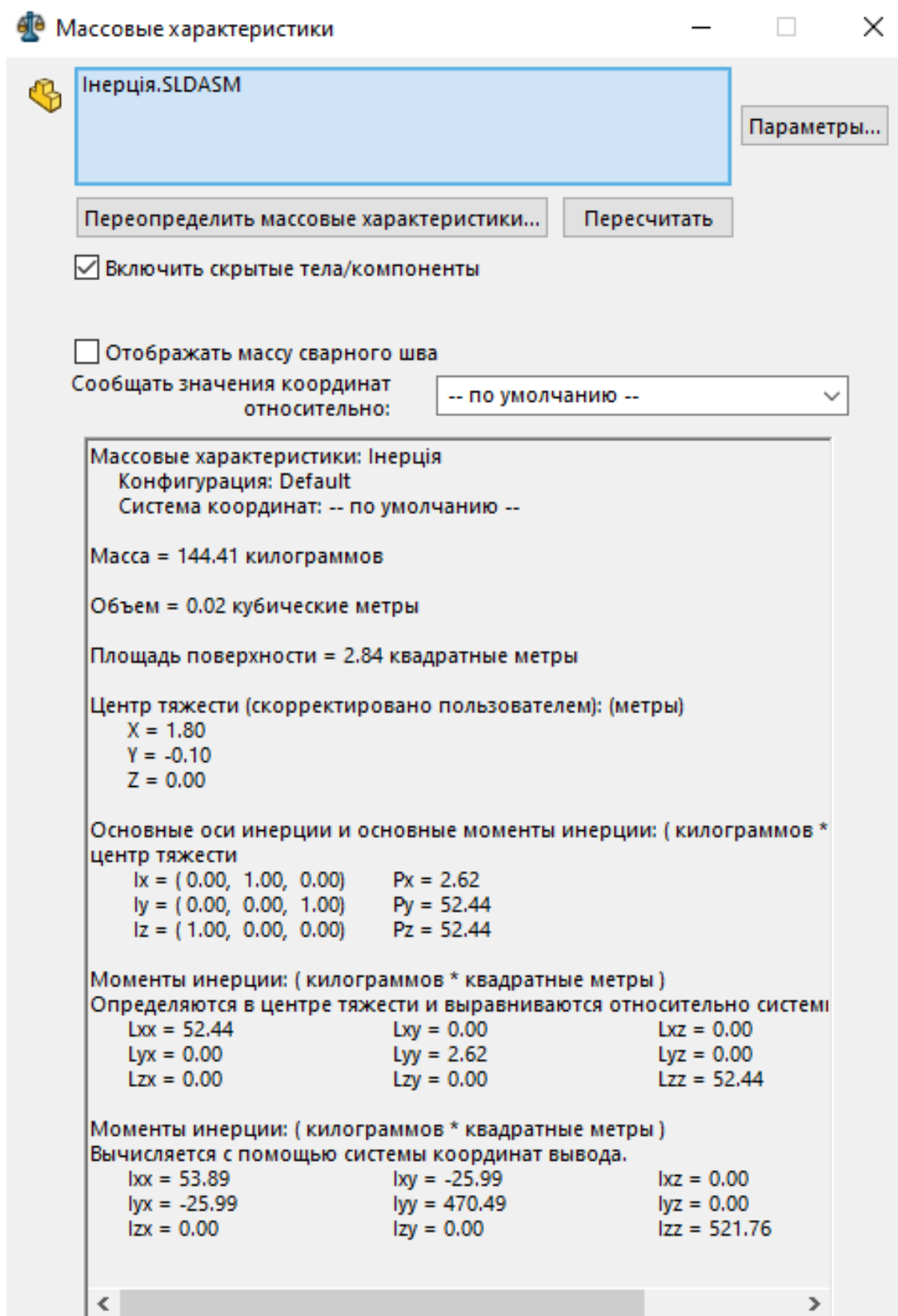


Рис. 5.4. Розрахунок моменту інерції  $I_c$

Залежність моменту інерції рукояті  $I_c$  від кута повороту  $\varphi_c$  представлена в таблиці № 5.2.

Таблиця № 5.2

Залежність моменту інерції  $I_c$  від кута повороту рукояті  $\varphi_c$

$\varphi_c^\circ$	0	3	6	9	13	15
$I_m, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	609	689	753	806	850	886

Результати розрахунку оброблені за допомогою програми DATAFIT та знайдена степенева залежність

$$I_c(\varphi_c) = a\varphi_c^2 + b\varphi_c + c, \quad (5.8)$$

де  $a = -0,595$ ,  $b = 27,22$ ,  $c = 610,42$ .

Графічні залежності моментів інерції шнека  $I_m(\varphi_c)$  та рукояті  $I_c(\varphi_c)$  представлені на рис. 5.5.

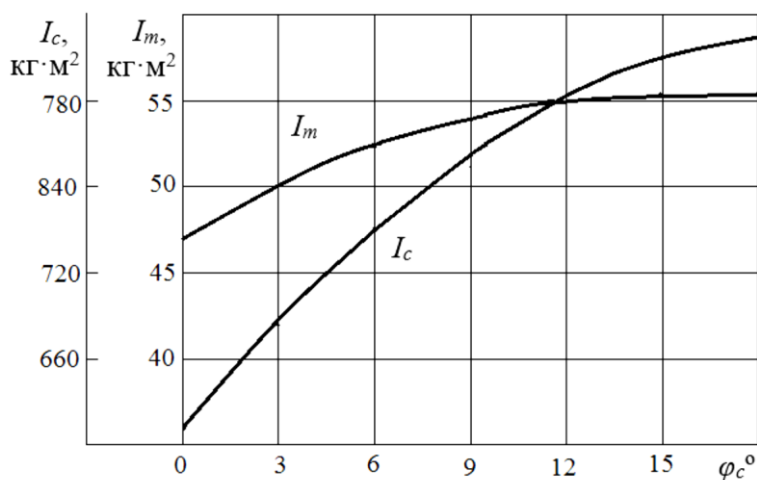


Рис. 5.5. Залежність моментів інерції шнека  $I_m$  та рукояті  $I_c$  від кута повороту стріли  $\varphi_c^\circ$

5.1.3 Модель адаптивної гідросистеми з урахуванням процесів буріння ґрунту.

Для адаптивної гідросистеми на базі одного регульованого насоса (див. рис. 2.1) розроблена математична модель, що включає математичний опис процесів, які відбуваються в гідросистемі та в зоні буріння ґрунту. З урахуванням рівнянь 5.1-5.5, що описують процес буріння математична модель адаптивної гідросистеми буде мати вигляд:



$$\begin{aligned} \frac{\pi d_7^2}{4} d_8 k n_1 t_g \gamma_1 - k_n p_{n1} = Q_{x1} + Q_{x2} + \mu k_z z_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1}-p_{01}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{01}) + \\ + \beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt}; \end{aligned} \quad (5.9)$$

$$Q_{xi} = Q_{yi} + \beta W_{y1} \frac{dp_{yi}}{dt} + \mu f_i \sqrt{\frac{2|p_{yi}-p_{gi}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y1} - p_{g1}) \quad (5.10)$$

$$Q_{yi} = Q_{vi} + \beta W_{vi} \frac{dp_{vi}}{dt} \quad (5.11)$$

$$Q_{v1} = \frac{2\pi\omega_m q_m}{\eta_1} + \beta_n W_m \frac{dp_m}{dt}; \quad (5.12)$$

$$Q_{v2} = \frac{\pi d_c v_{sn} l_1 \cos \alpha_2}{4 l_1 \cos \alpha_1 \cos \alpha_3} + \beta_n W_c \frac{dp_c}{dt} \quad (5.13)$$

$$\begin{aligned} \mu f_i \sqrt{\frac{2|p_{yi}-p_{gi}|}{\rho}} \text{sign}(p_{yi} - p_{gi}) = \beta_n W_{gi} \frac{dp_{gi}}{dt} + \frac{\pi d_{yi}^2}{4} \cdot \frac{dy_i}{dt} + (A_y p_{gi} + B_y t^\circ + \\ + C_y \varepsilon_b^2); \end{aligned} \quad (5.14)$$

$$\begin{aligned} \mu k_z z_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{01}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{01}) = \beta W_0 \frac{dp_{01}}{dt} + \\ + \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{01}-p_{e1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{01} - p_{e1}) + \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_{01}}{\rho}}; \end{aligned} \quad (5.15)$$

$$\begin{aligned} \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{01}-p_{e1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{01} - p_{e1}) = \beta_n W_e \frac{dp_{e1}}{dt} - f_4 l \frac{d\gamma_1}{dt} - (A_e p_{e1} + B_e t^\circ + \\ + C_e \varepsilon_e^2); \end{aligned} \quad (5.16)$$

$$\begin{aligned} I_1 \frac{d^2 \gamma_1}{dt^2} = p_{n1} f_5 l - p_{e1} f_4 l - \frac{\pi \rho v_k d_4 l_4}{\varepsilon_0} l^2 \frac{d\gamma_1}{dt} \cos \gamma_1 - \frac{\pi \rho v_k d_5 l_5}{\varepsilon_0} l^2 \frac{d\gamma_1}{dt} \cos \gamma_1 + \\ + m_0 + m_1 Q_{n1} + m_2 p_{n1} + m_3 Q_{n1}^2 + m_4 p_{n1}^2 + m_5 p_{n1} Q_{n1}; \end{aligned} \quad (5.17)$$

$$m_p \frac{d^2 z_1}{dt^2} = p_{n1} \frac{\pi d_p^2}{4} - p_m \frac{\pi d_p^2}{4} - c(H_p + z_1) - \frac{\pi \rho v_k d_p l_p}{\varepsilon_p} \frac{dz_1}{dt}; \quad (5.18)$$

$$\begin{aligned} m_{yi} \frac{dy_i^2}{dt^2} = p_{gi} \frac{\pi d_{yi}^2}{4} - p_{y1} \frac{\pi d_{yi}^2}{4} - c_b(H_{yi} + y_i) - \left( A_{gi} + B_{gi} p_{ni} - \frac{D_{gi}}{y_i} + \frac{E_{gi}}{y_i^2} \right) - \\ - \frac{\pi \rho v_k d_{yi} l_{yi}}{\varepsilon_{yi}} \frac{dy_i}{dt}; \end{aligned} \quad (5.19)$$

$$I_m \frac{d\omega_m}{dt} = p_m q - b_m \omega_m - M_m - M_p \quad (5.20)$$

$$I_c \frac{d^2 \varphi_c}{dt^2} = p_c \frac{\pi d_c^2}{4} l_1 \cos \alpha_1 - (T_c + T_p \text{sign} v_{sn}) l_2 \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_3} - \left( \pi d_c (q_0 + k_q p_c) - \pi d_s (q_0 + k_q p_p) \right) l_1 \cos \alpha_1 - \Sigma M_{0i}; \quad (5.21)$$

$$U_1 k_{m1} = c_1 (H_1 + x_1); \quad U_2 k_{m2} = c_2 (H_2 + x_2); \quad (5.22)$$

$$p_m k_4 F_n F_k (U_{pm}) = i_{m2}; \quad (5.23)$$

$$F_{k1} k_n = i_{m1}; \quad (5.24)$$

$$U_2 = L e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R e; \quad (5.25)$$

$$U_1 = L e \frac{di_{m1}}{dt} + i_{m1} R e, \quad (5.26)$$

$$\beta_n = \frac{1}{E_p} + \frac{d_{mp}}{\delta_{mp} E_{mp}(p)}; \quad (5.27)$$

$$E_p = \frac{1}{\beta_p} = E_{p0} = \frac{W_f/W_a + 1}{W_f/W_a + (E_{p0} p_0)/p^2}. \quad (5.28)$$

В моделі використані залежності втрат через елементи гідророзподільника визначені в розділі 3:

$$Q_{xi} = a_1 x_i + b_1 p_{yi} + c_1 p_n + d_1, \quad \text{де} \quad a_1 = 0,041, \quad b_1 = -1,30 \cdot 10^{-11}, \\ c_1 = 3,1 \cdot 10^{-11}, \quad d_1 = -2,21 \cdot 10^{-5};$$

$$Q_{vi} = a_2 + \frac{b_2}{p_{vi}} + \frac{c_2}{p_{vi}^2} + \frac{d_2}{p_m} + \frac{e_2}{p_m^2}, \quad \text{де} \quad a_2 = 7 \cdot 10^{-4}, \quad b_2 = -6,58 \cdot 10^5, \\ c_2 = 9,09 \cdot 10^{11}, \quad d_2 = 6,37 \cdot 10^{-5}; \quad e_2 = -8,4 \cdot 10^{11};$$

$$Q_{yi} = \exp(a_3 y_i + b_3 p_{yi} + c_3 p_{vi} + d_3), \quad \text{де} \quad a_3 = 501, \quad b_3 = -4,4 \cdot 10^{-8}, \\ c_3 = 2,9 \cdot 10^{-7}, \quad d_3 = -7,27.$$

Математична модель варіанта адаптивної гідросистеми з двома насосами включає рівняння (5.9) приведені до вигляду

$$\frac{\pi d_7^2}{4} d_8 k n_2 t_g \gamma_2 - k_n p_{n2} = Q_{x2} + \mu k_z z_2 \sqrt{\frac{2|p_{n2} - p_{02}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n2} - p_{02}) + \beta_n W_{n2} \frac{dp_{n2}}{dt}.$$

Також рівняння (5.10 – 5.28) та рівняння (5.1 – 5.2). Співвідношення між номінальними частотами обертання валів насосів 1 та 2 (див. рис.3.7)  $n_1 = 0,85 n_2$ .

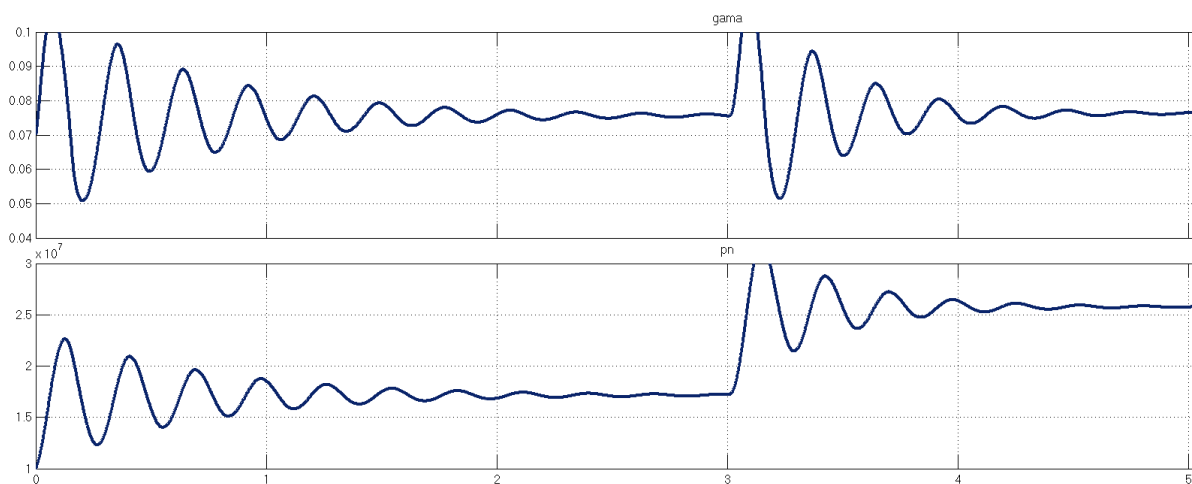
## 5.2. Оптимізація параметрів регуляторів адаптивної гідросистеми

Регулятор насоса та клапан перепаду тиску в значній мірі визначають якість регулювання в адаптивній гідросистемі, оскільки реалізують зворотні зв'язки і забезпечують відповідність зусилля на гідроциліндрі та моменту на гідромоторі значенням навантажень, що виникають на гідродвигунах при налаштованих контролером режимам роботи. Проведено дослідження впливу параметрів регулятора насоса  $f_0$  та  $k_z$ , а також клапана перепаду тиску  $f_2$  та  $k_y$  на динамічні характеристики адаптивної гідросистеми. Як виявили попередні дослідження, ці параметри мають найбільший на такі динамічні характеристики як час регулювання  $t_p$  перерегулювання  $\sigma$ .

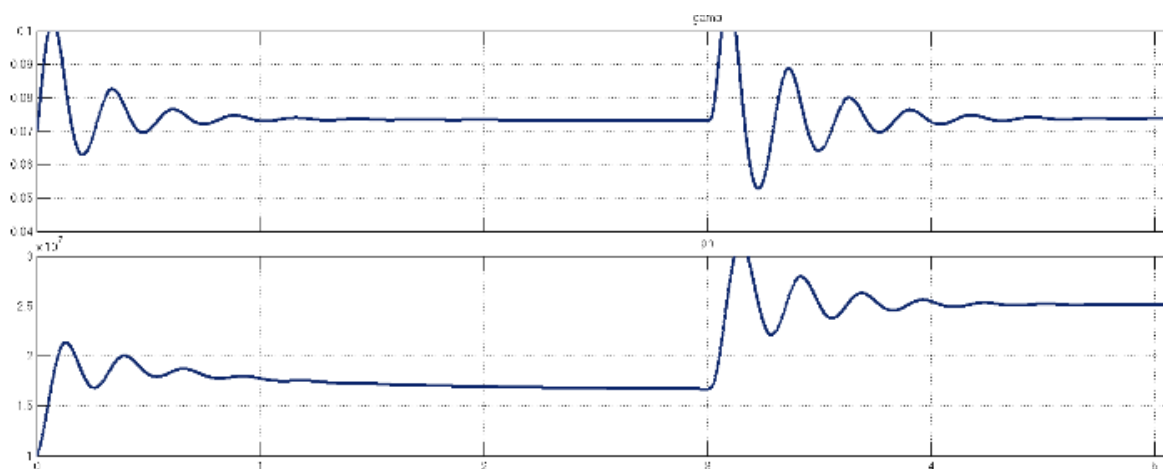
На рис. 5.6, а та 5.6, б представлено вплив величини площі  $f_2$  демпфера клапана перепаду тиску на перехідний процес в адаптивній гідросистемі. При переході із значення  $f_2=1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  на значення  $f_2=0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  перехідний процес закінчується на протязі трьох коливань значень  $y$  та  $p_n$ , а час перехідного процесу зменшується з 1,8 с до 1,2 с. Зменшується також величина перерегулювання  $\sigma$  з 52 % до 37 %.

На рис. 5.6, б та 5.6, в представлено вплив коефіцієнта підсилення  $k_z$  робочого вікна регулятора насоса на перехідний процес в адаптивній гідросистемі при зміні моменту навантаження  $M_m$  гідромоторі з 200 до 600 Н/м. При переході зі значення  $k_z=6 \cdot 10^{-3}$  м на значення  $k_z=1 \cdot 10^{-3}$  м перехідний процес закінчується на протязі трьох коливань, а час перехідного процесу зменшується з 14 с до 1,2 с. Зменшується також величина перерегулювання  $\sigma$  з 44 % до 37 %.

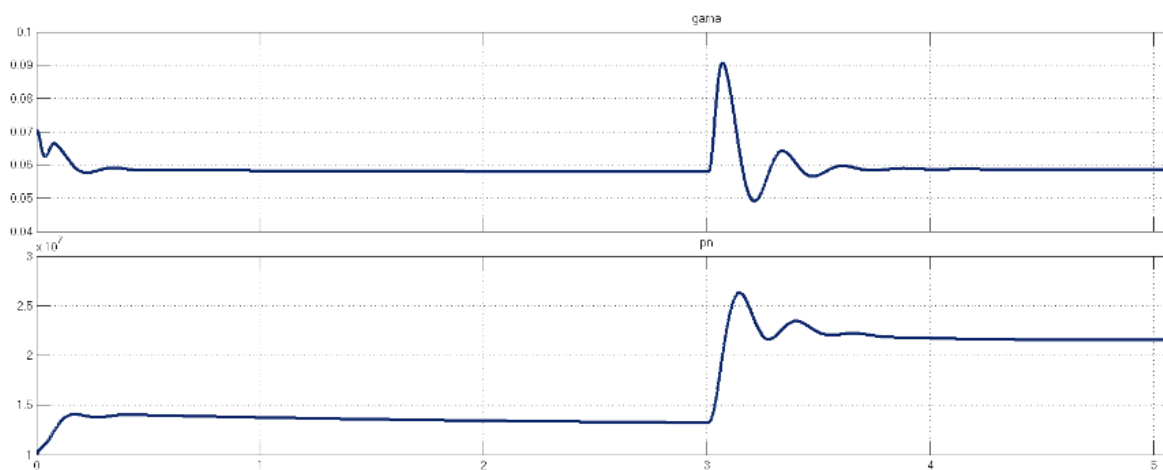
В процесі досліджень виявлено також, що вплив параметрів регулятора насоса та клапана перепаду тиску на динамічні характеристики не є однозначним. Вплив кожного із параметрів регулятора насоса залежить від значень параметрів клапана перепаду тиску.



а



б



в

Рис. 5.5. Вплив параметрів регулятора насоса та клапана перепаду тиску на перехідні процеси при:

а –  $f_2=1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z=6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $k_y=10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $f_0=2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;

б –  $f_2=0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z=6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $k_y=10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $f_0=2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;

в –  $f_2=0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z=1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $k_y=10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $f_0=2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

На рис. 5.7 представлено вплив параметрів регулятора насоса  $f_0$  та  $k_z$  на час регулювання: 1 – при сполученні  $f_2 = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  час регулювання  $t_p = 1,3 \text{ с}$ ; 2 – при сполученні  $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  час регулювання  $t_p = 1,5$ ; 3 – при сполученні  $f_2 = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  час регулювання  $t_p = 1,4 \text{ с}$ ; 4 – при сполученні  $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  час регулювання  $t_p = 1,2 \text{ с}$ ,

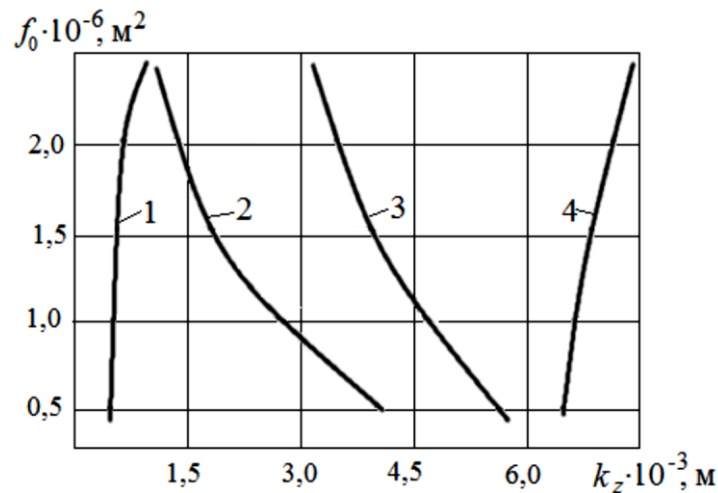


Рис. 5.7. Вплив параметрів регулятора насоса на час регулювання

Дослідження виконано при двох варіантах сполучень параметрів клапана перепаду тиску:

- $f_2 = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;
- $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

При сполученні  $f_2 = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  час регулювання зменшується до 1,2 с при  $k_z = (0,7 \dots 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , а при сполученні  $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  час зменшується до 1,0 с при  $k_z = (6,5 \dots 7,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

На рис. 5.8 представлено вплив параметрів клапана перепаду тиску  $f_2$  та  $k_y$  на час регулювання  $t_p$ : 1 – при сполученні  $f_0 = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  час регулювання  $t_p = 1,2 \text{ с}$ ; 2 – при сполученні  $f_0 = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  час регулювання  $t_p = 1,3 \text{ с}$ ; 3 – при сполученні  $f_0 = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  час регулювання  $t_p = 1,3 \text{ с}$ ; 4 – при сполученні  $f_0 = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  час регулювання  $t_p = 1,3 \text{ с}$ .

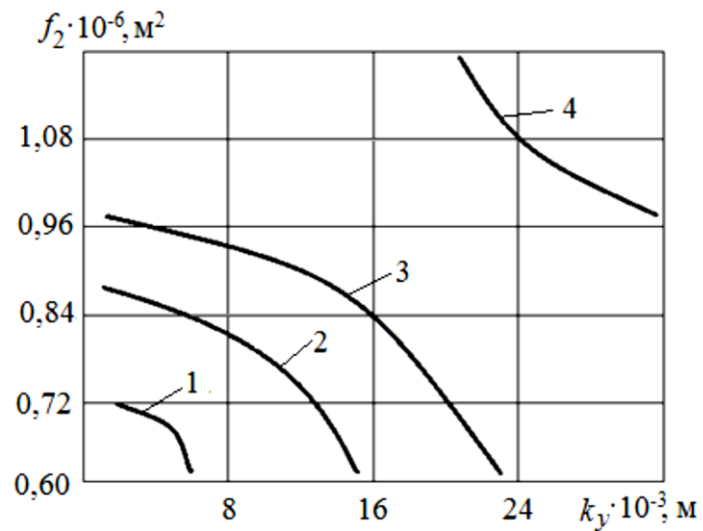


Рис. 5.8. Вплив параметрів клапана перепаду тиску на час регулювання

Дослідження виконано при двох варіантах сполучень параметрів регулятора насоса:

- $f_0=0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z=7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;
- $f_0=2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z=1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

При сполученні  $f_0=0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z=7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  час регулювання  $t_p < 1,2 \text{ с}$  досягається в двох випадках:

- при зміні  $f_2$  в діапазоні  $f_2=(0,6 \dots 0,96) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , а  $k_z$  в діапазоні  $k_z=(2 \dots 24) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;
- при зміні  $f_2$  в діапазоні  $f_2=(0,96 \dots 1,2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , а  $k_z$  в діапазоні  $k_z=(20 \dots 30) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

На рис. 5.9 представлено вплив параметрів регулятора насоса  $f_0$  та  $k_z$  на перерегулювання: 1 – при сполученні  $f_2=1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y=3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  перерегулювання  $\sigma = 35 \%$ ; 2 – при сполученні  $f_2=1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y=3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  перерегулювання  $\sigma = 40 \%$ ; 3 – при сполученні  $f_2=1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y=3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  перерегулювання  $\sigma = 50 \%$ ; 4 – при сполученні  $f_2=1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y=25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  перерегулювання  $\sigma = 60 \%$ .

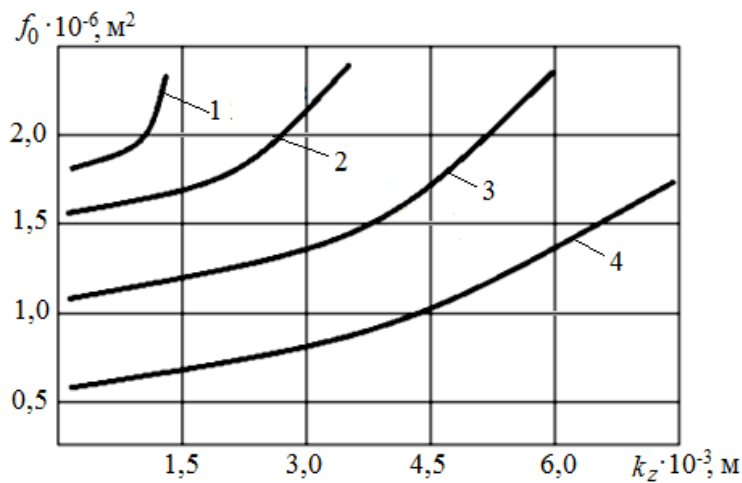


Рис. 5.9. Вплив параметрів регулятора насоса на величину перерегулювання

Дослідження виконано при двох варіантах сполучень параметрів клапана перепаду тиску:

- $f_2 = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;
- $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Мінімізувати величину перерегулювання із значень  $\sigma = 60\%$  до значень  $30\%$  можливо лише при сполученні  $f_2 = 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  збільшуючи  $f_0$  до значень  $(1,8 \dots 2,2) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , а  $k_z$  повинно бути в діапазоні  $k_z = (0,5 \dots 1,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

На рис. 5.10 представлено вплив параметрів клапана перепаду тиску  $f_2$  та  $k_y$  на перерегулювання.

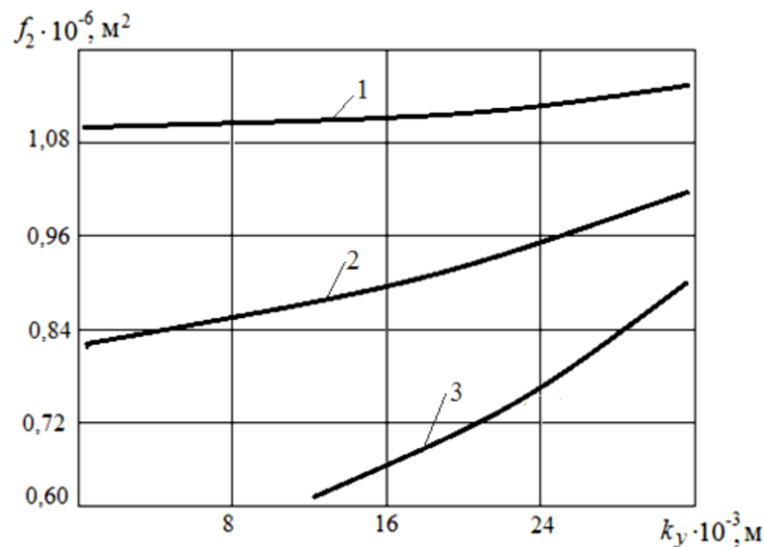


Рис. 5.10. Вплив параметрів клапана перепаду тиску на величину перерегулювання

Вплив параметрів клапана перепаду тиску:

1 – при сполученні  $f_0 = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  перерегулювання  $\sigma = 35 \%$ ;

2 – при сполученні  $f_0 = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  перерегулювання  $\sigma = 50 \%$ ;

3 – при сполученні  $f_0 = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  перерегулювання  $\sigma = 70 \%$ .

Дослідження виконано при двох варіантах сполучень параметрів регулятора насоса:

-  $f_0 = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

-  $f_0 = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Мінімізувати величину перерегулювання до значень  $\sigma = 25 \dots 30 \%$  можливо при сполученні  $f_0 = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , як при значеннях  $k_y$  з діапазону  $k_y = (2 \dots 10) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , так і з діапазону  $k_y = (16 \dots 30) \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Вплив величини  $f_2$  на перерегулювання проявляється в меншій мірі ніж величини  $k_y$ . Величина перерегулювання мінімізується при сполученні:  $f_0 = 2,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_y = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Оскільки сполучення параметрів регуляторів, при яких мінімізується час регулювання та перерегулювання різні, то вибір параметрів повинен здійснюватися за результатами розв'язання оптимізаційної задачі на основі застосування критерію оптимізації, який одночасно включає вимоги щодо величин часу регулювання та перерегулювання.

Для адаптивної гідросистеми виконана оптимізація параметрів регуляторів за критерієм оптимізації, що включає декілька показників. Оптимізація виконана з застосуванням методом розробленого Соболев І.М. та Статніковим Р.Б. [95, 96]

Критерій оптимізації включає 3 показники: час регулювання (ваговий коефіцієнт  $k_1 = 0,3$ ); перерегулювання по тиску на виході насоса (ваговий коефіцієнт  $k_2 = 0,3$ ); втрати потужності в регуляторі насоса (ваговий коефіцієнт  $k_3 = 0,4$ ):

$$k'_0 = k_1 \frac{t_p}{t_p^{max}} + k_2 \frac{\sigma}{\sigma^{max}} + N_y \frac{N_y}{N_y^{max}}. \quad (5.29)$$

Параметри оптимізації та діапазони їх зміни представлені в таблиці № 5.3.



Таблиця № 5.3

## Значення параметрів регуляторів в процесі оптимізації

Параметри	Позначення	min	mdl	max
Площа дроселя регулятора насоса	$f_0 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2$	1,0	1,5	2,0
Коефіцієнт підсилення золотника регулятора насоса	$k_z \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	1,0	4,0	7,0
Демпфер золотника клапана перепаду тиску	$f_2 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2$	0,8	1,0	1,2
Коефіцієнт підсилення золотника клапана перепаду тиску	$k_y \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	10	25	40

Досліджено робочі процеси в адаптивній гідросистемі при сполученні всіх параметрів регуляторів, що змінювались на трьох рівнях. Всього виконано 81 дослід. Для кожного дослід розраховано критерій оптимізації  $k'_0$ , представлений в таблиці № 5.4.

Таблиця № 5.4

№ досліду	$f_0 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2$	$k_z \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	$f_{2,2} \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$	$k_y \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	$t_p, \text{ с}$	$\sigma, \%$
1	1,0	1	1,2	10	1,10	32
7	1,0	4	0,8	10	1,25	44
19	1,0	7	1,2	10	1,50	40
30	1,5	1	1,2	40	1,00	30
35	2,0	4	1,2	10	1,08	30

## Таблиця результатів розрахунків по оптимізації

№ досліду	$N_y, \text{ Вт}$	$k_1 \frac{t_p}{t_p^{max}}$	$k_2 \frac{\sigma}{\sigma^{max}}$	$k_3 \frac{N_y}{N_y^{max}}$	$k'_0$
1	820	0,21	0,21	0,12	0,54
7	839	0,25	0,29	0,12	0,66
19	820	0,30	0,27	0,12	0,69
30	1770	0,20	0,19	0,26	0,65
35	2645	0,20	0,20	0,39	0,79

Знайдено оптимальне сполучення параметрів регуляторів при якому  $k'_0 = 0,54$  має мінімальне значення:  $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ,  $k_{y2} = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $k_z = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $f_0 = 1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , при цьому  $t_p = 1,1 \text{ с}$ ,  $\sigma = 32 \%$ ,  $N_y = 820 \text{ Вт}$ .

Порівняння перехідних процесів розрахованих по математичній моделі для сполучення параметрів регуляторів до і після оптимізації показано на рис. 5.11.

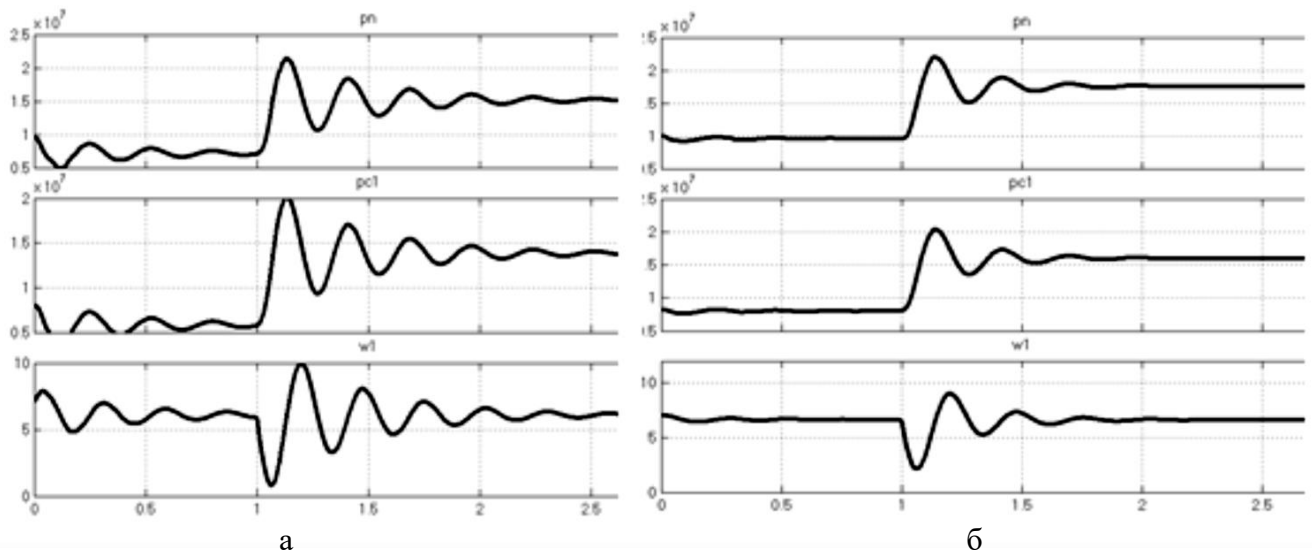


Рис. 5.11. Розрахований перехідний процес при початковому сполученні параметрів (а), при оптимальному (б)

### 5.3. Оптимізація параметрів перехресного зв'язку

В адаптивній гідросистемі контролер реалізує перехресний зв'язок між контурами, що приводять до руху гідромотор основного руху та гідроциліндр подач. Основне призначення перехресного зв'язку полягає в тому, що необхідно сигнал тиску з контуру приводу основного руху передати на регульований дросель контуру подач з метою корегування величини подачі гідроциліндра у відповідності до алгоритму керування адаптивною гідросистемою. Однак в перехідних процесах цей перехресний зв'язок вносить додаткове збурення в роботу адаптивної гідросистеми, результатом чого буде збільшення часу регулювання та перерегулювання. В запропонованій структурі адаптивного регулятора передбачено можливість впливу на динамічні властивості регулятора і відповідно на динамічні властивості гідросистеми. До таких параметрів відносяться:

- коефіцієнт передачі корегувальної складової  $k_p$ ;
- затримка по часу додавання корегувальної складової до основного сигналу перехресного зв'язку  $\Delta T_0$ .

По математичній моделі досліджено вплив величин  $k_p$  та  $\Delta T_0$  на час регулювання  $t_p$  та перерегулювання  $\sigma$  при ступінчастій зміні моменту  $M_m$  з 200 Н·м до 600 Н·м. На рис. 5.12 представлено залежності часу регулювання  $t_p$  від  $k_p$  та  $\Delta T_0$ .

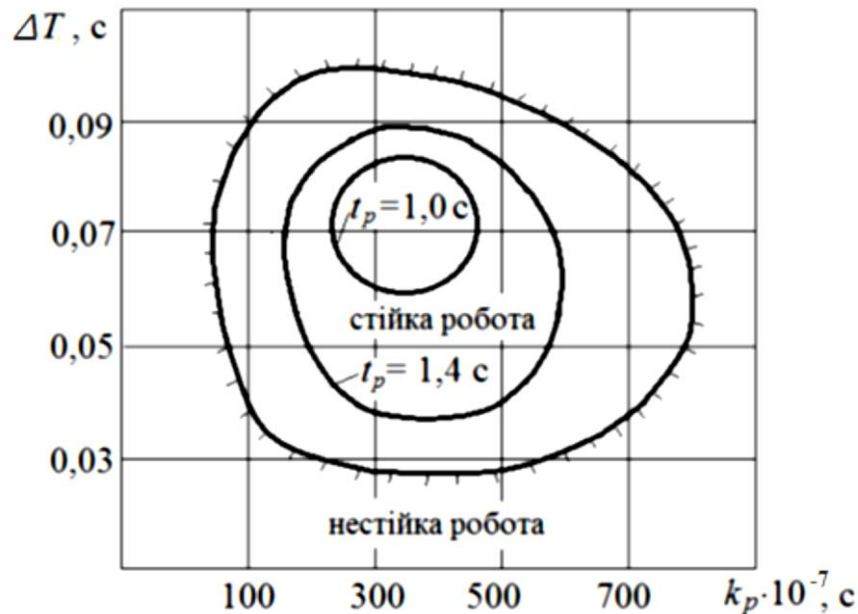


Рис. 5.12. Вплив коефіцієнта  $k_p$  та затримки по часу  $\Delta T_0$  на час регулювання  $t_p$

При значеннях затримки  $\Delta T_0 < 0,025 \text{ с}$  та  $\Delta T_0 > 0,1 \text{ с}$  адаптивна гідросистема працює в нестійкому режимі, виникають автоколивання із сталою амплітудою. Також нестійка робота адаптивної гідросистеми виникає при значеннях  $k_p < 50 \cdot 10^{-4} \text{ с}$  та  $k_p > 800 \cdot 10^{-4} \text{ с}$ . Збільшення величини затримки до значень  $\Delta T_0 = (0,06 \dots 0,085) \text{ с}$  веде до зменшення часу  $t_p$  до 1,0 с. Зміна величини затримки в діапазоні від 0,06 с до 0,03 с веде до збільшення часу регулювання  $t_p$ . З точки зору забезпечення мінімального часу регулювання в адаптивній гідросистемі доречно величину коефіцієнта передачі вибирати з діапазону  $k_p = (250 \dots 450) \cdot 10^{-4} \text{ с}$ .

В процесі досліджень виявлено також вплив величини  $\Delta T_0$  та  $k_p$  на величину перерегулювання по тиску  $p_n$  на виході регульованого насоса. Відповідні залежності представлені на рис. 5.13.

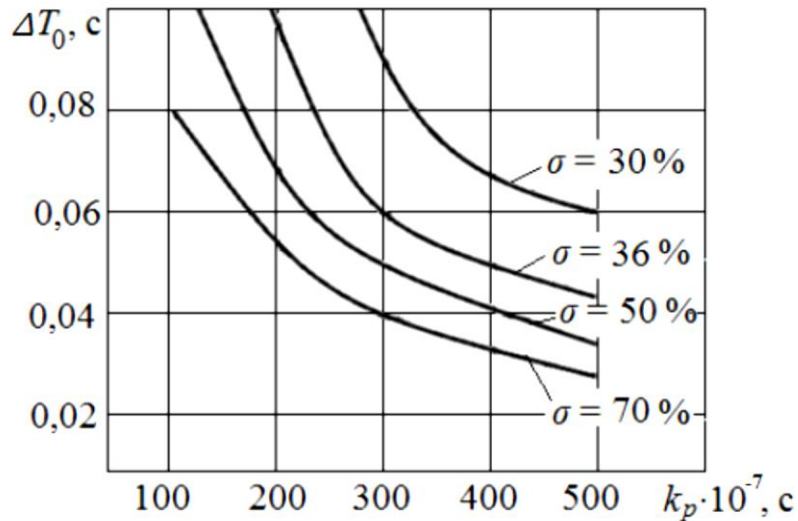


Рис. 5.13. Вплив коефіцієнта  $k_p$  та затримки по часу  $\Delta T_0$  на перерегулювання

При одночасному збільшенні  $\Delta T_0$  до значень  $\Delta T_0 = (0,06 \dots 0,10)$  с та  $k_p$  до значень  $k_p = (270 \dots 450) \cdot 10^{-7}$  с перерегулювання в адаптивній гідросистемі зменшується до значень  $\sigma = (30 \dots 40) \%$ .

Вибір параметрів адаптивного регулятора, що реалізує перехресний зв'язок і забезпечує досягнення вимог щодо стійкості, часу регулювання та перерегулювання виконано в процесі розв'язання оптимізаційної задачі.

Оптимізація параметрів адаптивного регулятора виконана за критерієм оптимізації, що включав декілька показників. Оптимізація виконана з застосуванням метода розробленого Соболев І.М. та Статніковим Р.Б. [43, 54, 95, 96].

Критерій оптимізації включає 2 показники: час регулювання (ваговий коефіцієнт  $k_1 = 0,5$ ) та перерегулювання по тиску на виході насоса (ваговий коефіцієнт  $k_2 = 0,5$ ):

$$k'_0 = k_1 \frac{t_p}{t_p^{max}} + k_2 \frac{\sigma}{\sigma^{max}}. \quad (5.30)$$

Параметри оптимізації та діапазони їх зміни представлені в таблиці № 5.5.

Таблиця № 5.5

Значення параметрів адаптивного регулятора в процесі оптимізації

Параметри	Значення параметрів				
$k_p 10^{-7}, \text{с}^{-1}$	250	300	350	400	450
$\Delta T_0, \text{с}$	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10

Досліджено робочі процеси в адаптивній гідросистемі при всіх сполученнях параметрів, що змінювались на п'ятьох рівнях. Всього виконано 25 дослідів. Для кожного дослідів розраховано критерій оптимізації  $k'_0$ , представлений в таблиці № 5.6.

Таблиця № 5.6

Результати розрахунків оптимізації

№ п/п	$k_p 10^{-4}, \text{с}^{-1}$	$\Delta T_0, \text{с}$	$t_p, \text{с}$	$\sigma, \%$	$\bar{t}$	$\bar{\sigma}$	$k'_0$
11	350	0,02	$\infty$	70	—	—	—
12	350	0,04	1,36	61	0,36	0,42	0,78
13	350	0,06	1,04	40	0,26	0,28	0,54
14	350	0,08	1,02	30	0,25	0,25	0,50
15	350	0,10	1,16	34	0,30	0,25	0,55

Знайдено оптимальне сполучення параметрів адаптивного регулятора при якому  $k'_0$  має мінімальне значення:  $k_p = 350 \cdot 10^{-7} \text{ с}$ ,  $\Delta T_0 = 0,08 \text{ с}$ , при цьому  $t_p = 1,02 \text{ с}$ ,  $\sigma = 30 \%$ .

Порівняння перехідних процесів розрахованих по математичній моделі до і після оптимізації показано на рис. 5.14.

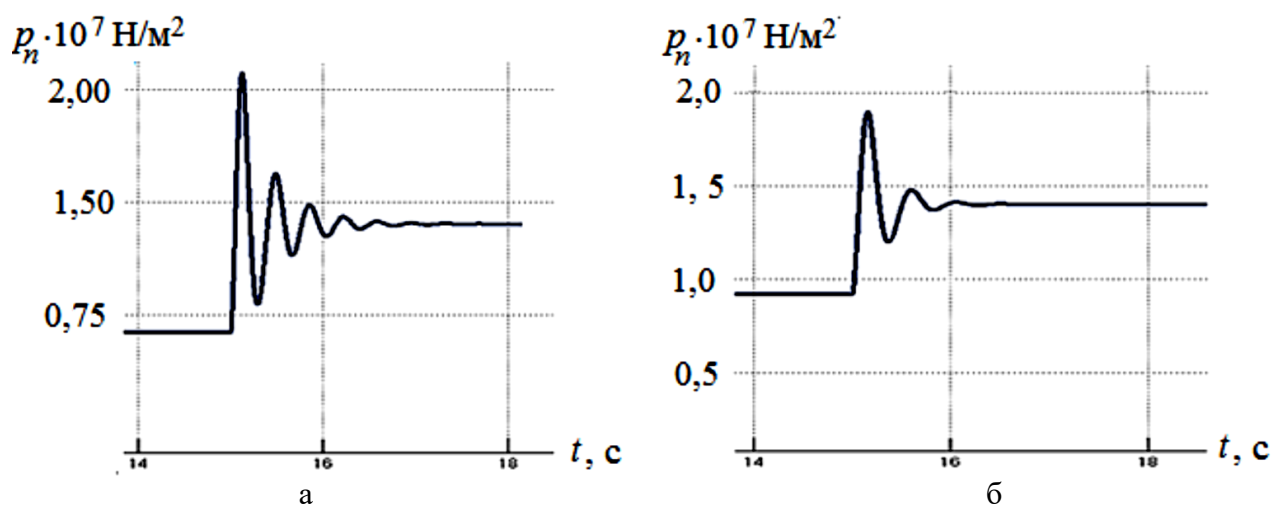


Рис. 5.14. Розрахований перехідний процес при початковому сполученні параметрів – а, при оптимальному – б

#### 5.4. Динамічні характеристики варіанта адаптивної гідросистеми з двома насосами

По математичній моделі проведено дослідження впливу налаштувань контролера  $\Delta T_0$  – затримки корегувальної складової адаптивного регулятора та  $k_p$  – коефіцієнта передачі корегувальної складової, визначених в розділі 5.3, на стійкість гідросистеми, представленої на рис. 2.2 при її роботі зі шнеком на операції буріння. Розраховані перехідні процеси в гідросистемі при зміні величині моменту опору  $\Delta M_m$  на валу гідромотора на 200 Н·м під час усталеного руху шнека. На рис. 5.15 представлено перехідний процес в гідросистемі при налаштуванні параметрів контролера  $k_p = 500 \cdot 10^{-7}$  с та  $\Delta T_0 = 0,1$  с.

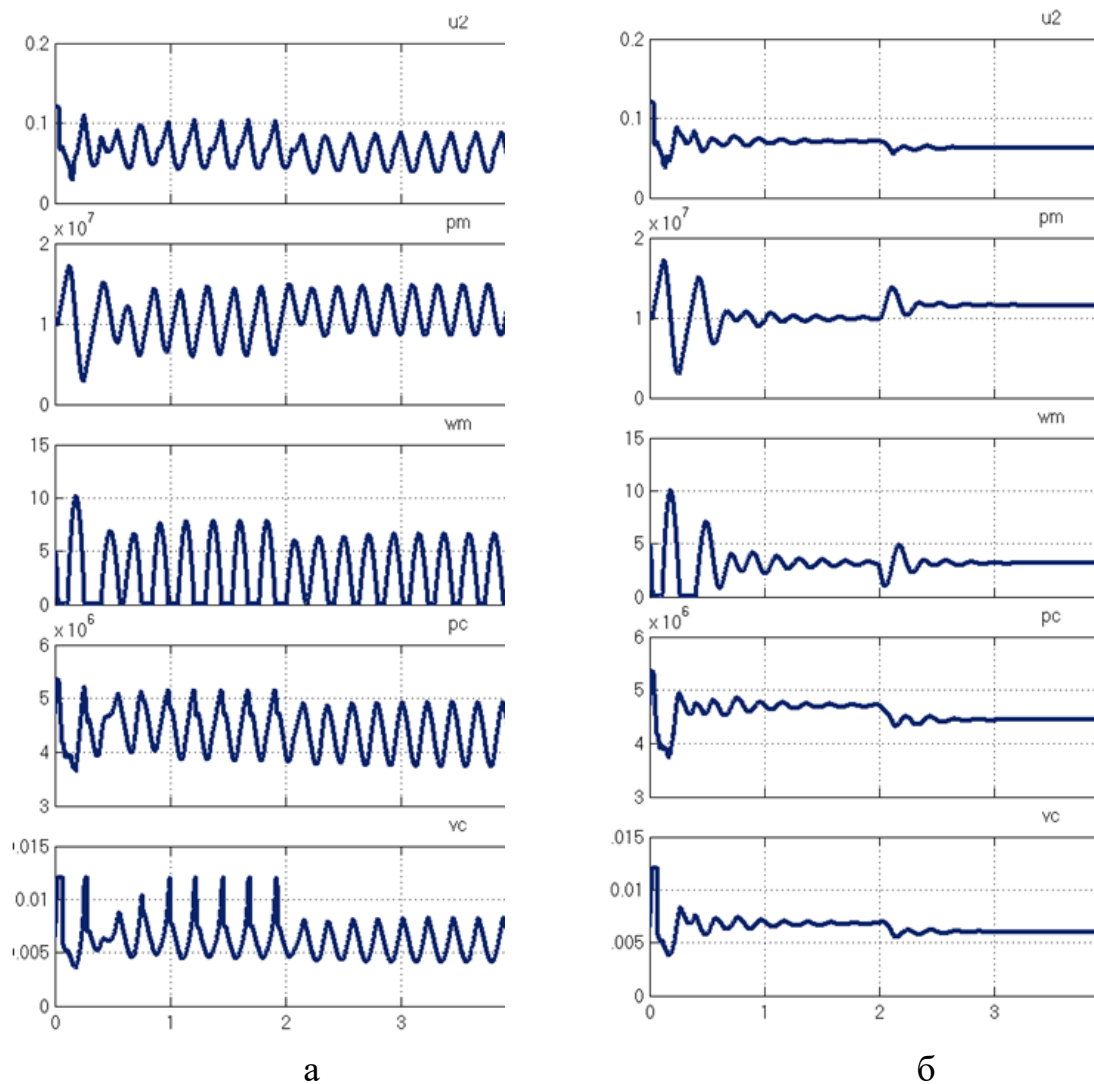


Рис. 5.15. Вплив параметрів  $\Delta T_0$  та  $k_p$  налаштування контролера на стійкість варіанта адаптивної гідросистеми з двома насосами

Процес в гідросистемі є нестійкий. Коли параметри дорівнюють  $k_p = 350 \cdot 10^{-7}$  с та  $\Delta T_0 = 0,08$  с перехідний процес в адаптивній гідросистемі має коливальний затухаючий характер (рис. 5.15, б). Значення  $k_p$  та  $\Delta T_0$ , які забезпечують стійку роботу варіанта адаптивної гідросистеми на основі одного регульованого насоса визначені в розділі 5.3. Проведено дослідження впливу параметрів  $k_p$  та  $\Delta T_0$  на стійкість роботи варіанта адаптивної гідросистеми на основі двох насосів в діапазонах зміни параметрів  $k_p = (10 \dots 1000) \cdot 10^{-7}$  с та  $\Delta T_0 = (0,025 \dots 1,1)$  с. Результати досліджень представлено на рис. 5.16 (область 2).

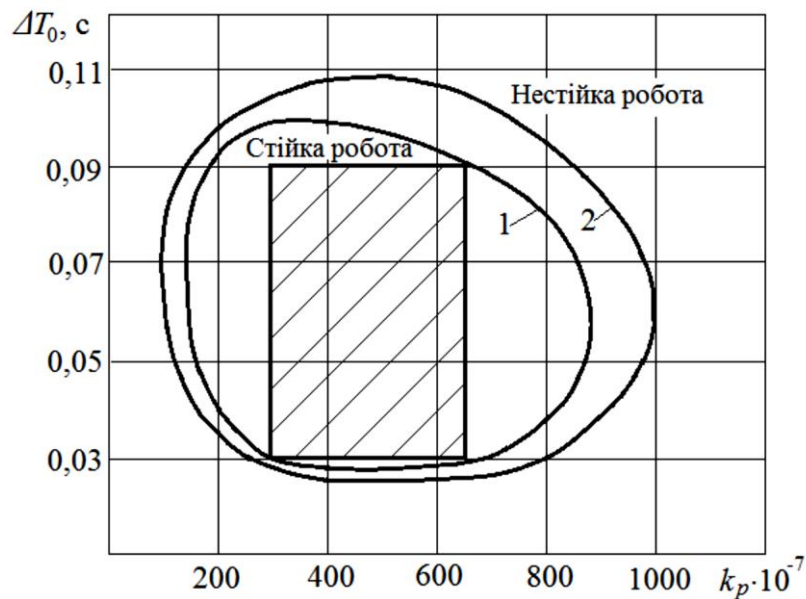


Рис. 5.16. Інтервали допустимих налаштувань значень  $k_p$  та  $\Delta T_0$  для варіантів адаптивної гідросистеми на основі одного насоса (1) та двох насосів (2)

Розглянутий варіант адаптивної гідросистеми втрачає стійкість при значеннях  $k_p < 80 \cdot 10^{-7}$  с,  $k_p > 950 \cdot 10^{-7}$  с та  $\Delta T_0 < 0,025$  с,  $\Delta T_0 > 0,11$  с. В розділі 5.3 була визначена область 1 стійкої роботи для варіанта адаптивної гідросистеми на основі одного насоса (див. рис. 5.12). На основі проведених досліджень визначено область зміни  $k_p$  та  $\Delta T_0$ , в якій обидва варіанти адаптивної гідросистеми будуть працювати в стійкому режимі  $k_p = (300 \dots 650) \cdot 10^{-7}$  с та  $\Delta T_0 = (0,03 \dots 0,09)$  с.

В розділі 5.2 проведена оптимізація параметрів регуляторів варіанта адаптивної гідросистеми на основі одного регульованого насоса. Визначено

оптимальні параметри регулятора насоса  $f_0 = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , при яких мінімізується час регулювання  $t_p$ , величина перерегулювання по тиску  $\sigma$  та втрати в системі керування насосом  $N_y = 829 \text{ Вт}$ . У варіанті адаптивної гідросистеми на основі двох насосів (див. рис. 2.2) насос 1 подає робочу рідину в контур, який через гідромотор 6 забезпечує основний рух шнека при бурінні, а насос 2 подає робочу рідину в контур, який через гідроциліндр 5 забезпечує подачу шнека. При роботі насоса 1, його регулятор знаходиться під дією перепаду тиску  $\Delta p_{gk} = p_{n1} - p_{m1}$ , а клапан 8 знаходиться під дією перепаду тиску  $\Delta p_{gk} = p_{n1} - p_{g1}$ . Пружини регулятора насоса 1 та клапана 8 розраховані на створення на золотнику регулятора насоса та золотнику клапана перепаду тиску перепаду тиску рівного 1,5 МПа. Оскільки в процесі роботи гідросистеми тиск  $p_{g1} > p_m$ , то клапан перепаду тиску при роботі від першого насоса буде відкритим, а його вплив на процес регулювання витрати  $Q_{n1}$  в цьому контурі буде незначним. В контурі, що призводить до руху гідроциліндр 5, процес регулювання величини витрати  $Q_{n2}$  буде забезпечуватись регулятором насоса 2, а вплив клапана 17 на процес регулювання також буде незначним.

Проведено дослідження впливу параметрів регуляторів  $f_0$  та  $k_z$  для насосів з однаковими робочими об'ємами на динамічні характеристики варіанта адаптивної гідросистеми на основі двох насосів. Параметри регуляторів прийняті  $f_0 = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ,  $k_z = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  при робочих об'ємах насосів  $q_1 = q_2 = 45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ .

На рис. 5.17 представлено розрахований по математичні моделі робочий процес при зміні моменту опору  $M_m$  на валу гідромотора 6. Робота адаптивної гідросистеми стійка, перехідні процеси носять коливальний характер при коливальності  $k = 3 \dots 4$ . Проведено дослідження режимів роботи варіанта адаптивної гідросистеми на основі двох насосів на величину часу регулювання та перерегулювання. Величина витрати  $Q_m$ , що подавалась до гідромотора в процесі досліджень не змінювалась та дорівнювала  $Q_m = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , величина тиску  $p_c$  на вході в гідроциліндр змінювалась у відповідності до роботи контролера.



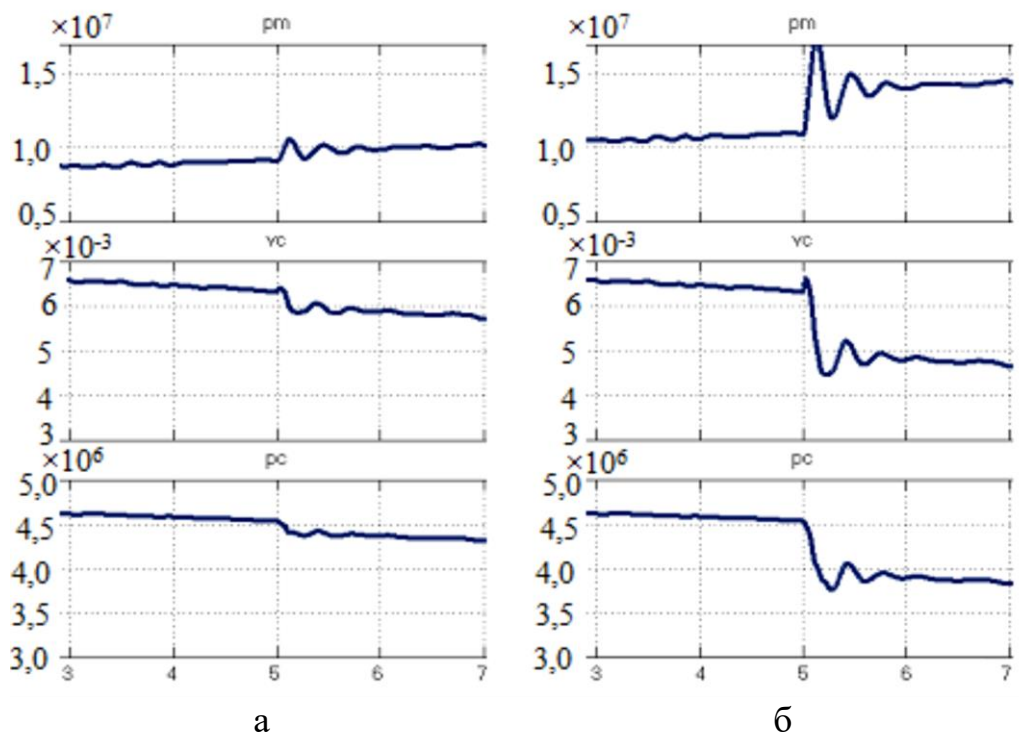


Рис. 5.17. Робочий процес в адаптивній гідросистемі при зміні моменту опору на валу гідромотора  $\Delta M_m=80 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (а),  $\Delta M_m=300 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (б)

Діапазон зміни витрати до гідроциліндра становив  $Q_c=(0,02\dots 0,05) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , а діапазон зміни тиску  $p_m$  на вході в гідромотор становив  $p_m=(11\dots 15) \text{ МПа}$ . Результати досліджень представлені на рис. 5.18.

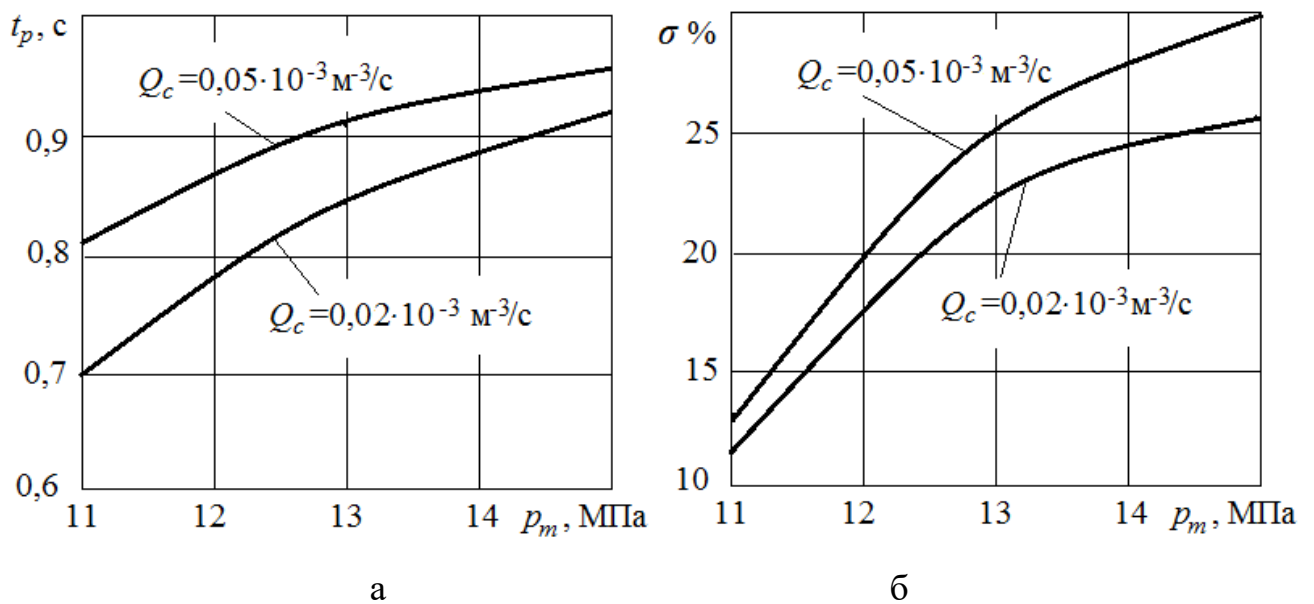


Рис. 5.18. Вплив режимів роботи адаптивної гідросистеми на час регулювання (а) та перерегулювання (б)

На рис. 5.19, а представлено вплив  $\Delta T_0$  на  $t_p$ .

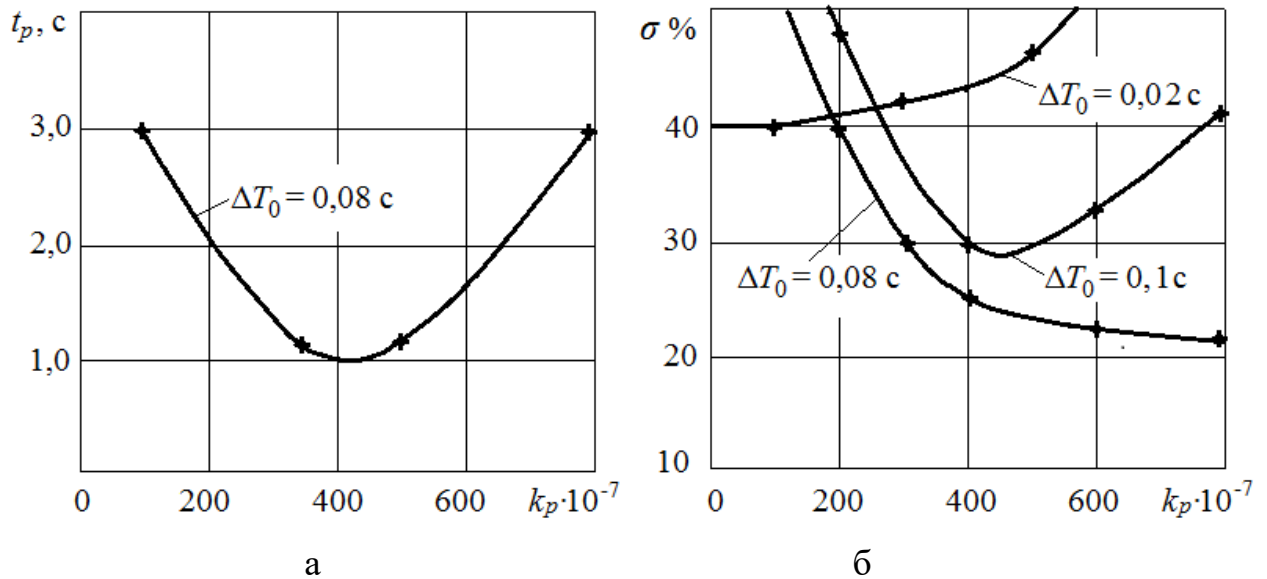


Рис. 5.19. Вплив величини  $\Delta T_0$  та  $k_p$  на час регулювання  $t_p$  (а) та величину перерегулювання  $\sigma$  (б) для варіанту адаптивної гідросистеми з двома насосами

Час регулювання  $t_p$  змінюється з 3 с до 1 с при зміні  $k_p$  з  $100 \cdot 10^{-7}$  с до  $350 \cdot 10^{-7}$  с та зростає з 1 с до 3 с при збільшенні  $k_p$  з  $500 \cdot 10^{-7}$  с до  $800 \cdot 10^{-7}$  с при налаштуванні  $\Delta T_0 = 0,08$  с.

На рис. 5.19, б представлено вплив величин  $k_p$  та  $\Delta T_0$  на величину перерегулювання  $\sigma$  визначену по тиску  $p_m$  на вході в гідромотор. При значенні  $\Delta T_0 = 0,02$  с величина  $\sigma$  зростає з 40 % і вище при зміні  $k_p$  з  $100 \cdot 10^{-7}$  с до  $600 \cdot 10^{-7}$  с. При значенні  $\Delta T_0 = 0,08$  с величина  $\sigma$  зменшується із значень  $\sigma = 50$  % до  $\sigma = 23$  % при збільшенні  $k_p$  з  $150 \cdot 10^{-7}$  с до  $800 \cdot 10^{-7}$  с. При значенні  $\Delta T_0 = 0,1$  с  $\sigma$  зменшується від 50 % до 29 % при  $k_p = (400 \dots 500) \cdot 10^{-7}$  с з подальшим зростанням  $\sigma$  до 42 % при збільшенні  $k_p$  від  $500 \cdot 10^{-7}$  с до  $800 \cdot 10^{-7}$  с.

Проведені дослідження обґрунтовують можливість використання величин налаштувань контролера  $k_p = 350 \cdot 10^{-7}$  та  $\Delta T_0 = 0,08$  с, визначених при проведенні оптимізації варіанта гідросистеми на основі одного насоса для налаштування контролера у варіанті гідросистеми на основі двох насосів. У цьому випадку час

регулювання не буде перевищувати  $t_p = 1,0$  с, а величина перерегулювання  $\sigma$  буде менше 30 %.

На рис. 5.20 представлено розрахований по математичній моделі робочий процес для варіанта адаптивної гідросистеми на основі двох регульованих насосів (див. рис. 2.2). Проведено моделювання зміни моменту навантаження  $M_{ms}$  на гідромоторі, що обертає шнек. Момент навантаження  $M_{ms}$  на моторі визначався як сума

$$M_{ms} = M_m + M_{mr} + M_p,$$

де:  $M_m$  – момент, що визначається різанням ґрунту (формула (5.1));

$M_{mr}$  – випадкова складова моменту навантаження.

На протязі періоду 10 с момент навантаження постійно та плавно змінюється в інтервалі 2...4 с до величини 70 Н·м, далі іде стрибкоподібне зростання до величини 300 Н·м за період 0,1 с, в наступний період з 4 с до 7 с відбуваються незначне та плавне зростання моменту  $M_{ms}$  з 300 Н·м до 330 Н·м, а в інтервалі часу 7...7,3 с момент навантаження  $M_{ms}$  різко зменшується з 330 Н·м до 120 Н·м, а далі до 10 с момент навантаження знову постійно та плавно зростає з 120 Н·м до 180 Н·м.

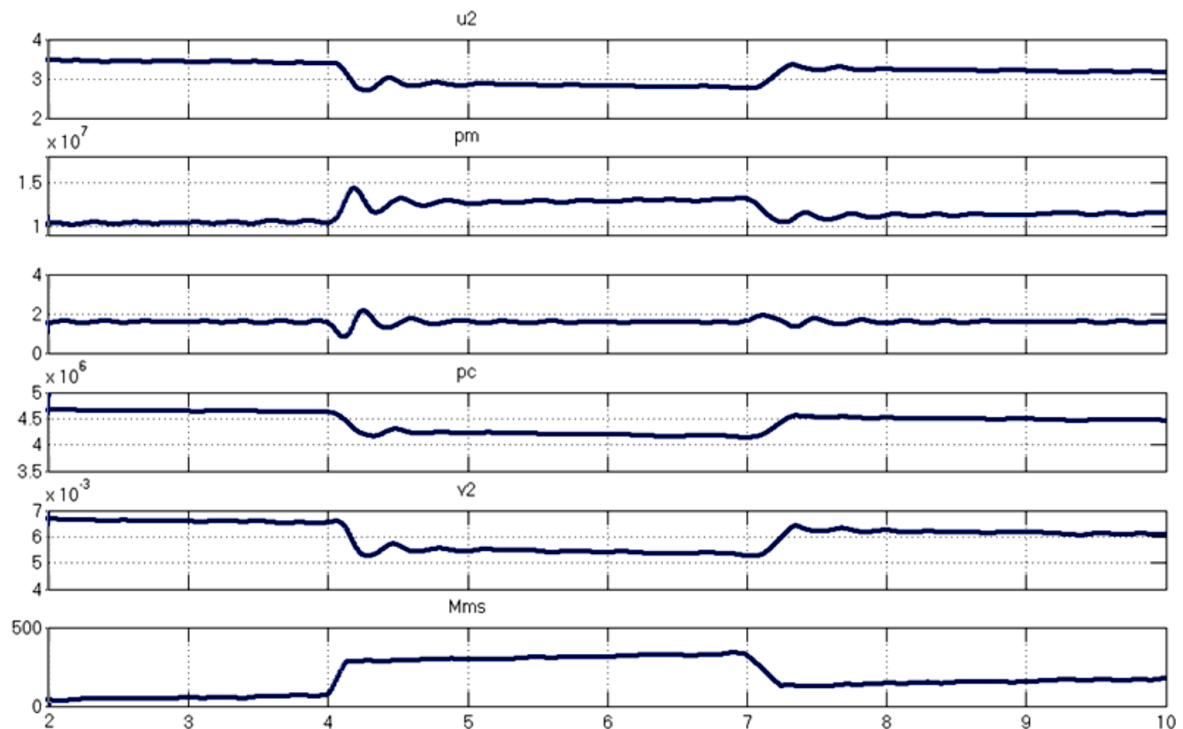


Рис. 5.20. Робочий процес в адаптивній гідросистемі при зміні моменту різання на шнеку

Адаптивна гідросистема відповідним чином реагує на зміну моменту навантаження на шнеку при бурінні. Тиск  $p_m$  на вході в гідромотор 6 змінюється пропорційно до зміни моменту  $M_{ms}$ . Частота обертання валу гідромотора 6  $\omega_m$  підтримується насосом 1 на стабільному рівні  $\omega_m=1,8$  об/с. Напруга  $U_2$  на електромагніті регульованого дроселя 16 змінюється у відповідності до зміни величини тиску  $p_m$  на вході в гідромотор 6. У відповідності до зміни напруги  $U_2$  змінюється площа регульованого дроселя 16 і величина витрати  $Q_{n2}$  до гідроциліндра 5, яка визначає швидкість його руху  $v_c$ . Оскільки в контролері 9 реалізується обернено пропорційна залежність між напругою на вході і напругою  $U_2$  на виході, то при зростанні величини тиску  $p_m$  на вході в гідромотор 6 величина швидкості  $v_c$  зменшується, а при зменшенні величини  $p_m$  швидкість  $v_c$  зростає. Відповідно до  $v_c$  змінюється і тиск  $p_c$  на вході в гідроциліндр 5. Таким чином режими роботи гідросистеми: тиск на вході в гідромотор  $p_m$ , тиск на вході в гідроциліндр  $p_c$  та швидкість руху штока гідроциліндра  $v_c$ , змінюється у відповідності до зміни моменту навантаження  $M_{ms}$  на гідромоторі 6. При цьому зберігається співвідношення (5.31) між частотою обертання валу гідромотора  $\omega_m$  та швидкістю  $v_c$  поршня гідроциліндра 5, при якому продуктивність транспортування розпушеної породи шнеком перевищує продуктивність руйнування породи. Таке співвідношення між  $\omega_m$  та  $v_c$  виключає виникнення заштибовування шнека та забезпечує безперебійність процесу буріння. Одночасно величина тиску  $p_{n1} = p_m + 1,5 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup> не буде перевищувати значень тиску допустимих в гідросистемі.

### 5.5. Статична характеристика адаптивної гідросистеми

В процесі роботи адаптивної гідросистеми на операції буріння шурфів необхідно підтримувати стабільну частоту  $\omega_m$  обертання вала гідромотора, який приводить до руху шнека. Це забезпечується за рахунок наявності в адаптивній гідросистемі (див. рис. 2.1) дроселя 17 та клапана перепаду тиску 8. Контролер 9 забезпечує зміну величини подачі  $v_c$  штока гідроциліндра в залежності від алгоритму, який реалізовано в програмі контролера. В програмі використалась

залежність типу  $U_{a2} = U_0 - k_0 U_{pm}$ , де  $U_0$  та  $k_0$  – коефіцієнти, що змінюються в залежності від кількості насосів в гідросистемі. Статична характеристика адаптивної гідросистеми визначалась як залежності  $Q_m = f(p_m)$  та  $Q_c = f(p_m)$ . Вказані залежності визначались по математичних моделях гідросистеми з одним та двома насосами. На рис. 5.21 представлено розрахований перехідний процес в адаптивній гідросистемі на базі одного насоса.

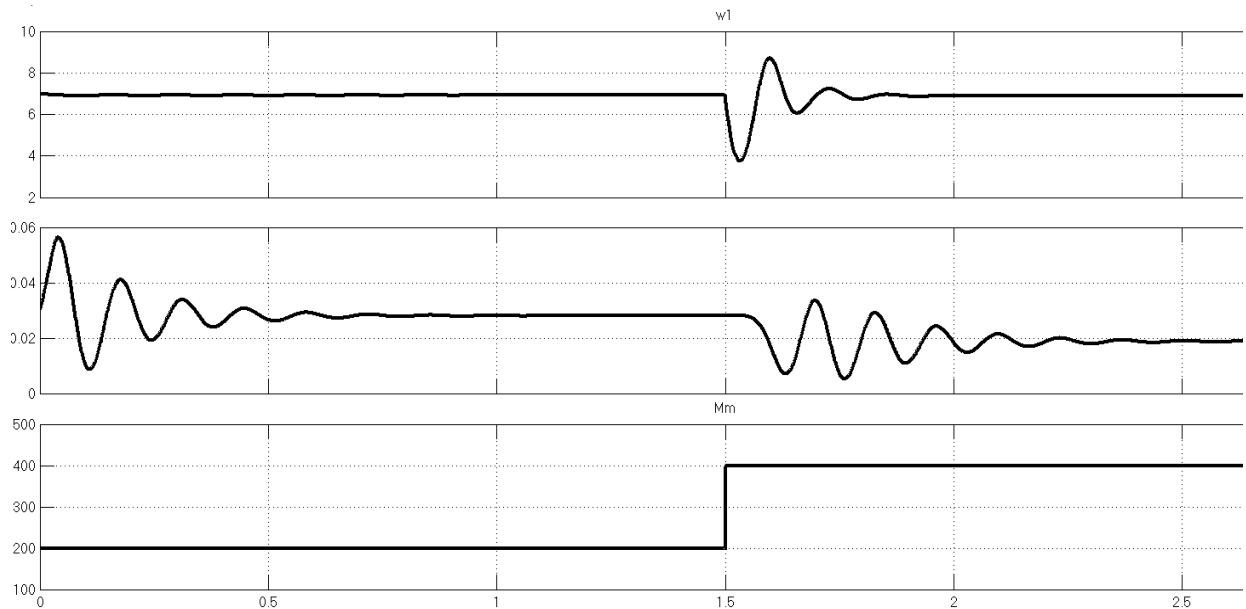


Рис. 5.21. Залежність частоти гідромотора  $\omega_m$  та подачі  $v_c$  від зміни моменту  $M_m$  на гідромоторі з 200 до 600 Н·м

При ступінчастій зміні моменту навантаження  $M_m$  на валу гідромотора 6 частота обертання  $\omega_m$  його вала підтримується стабільною, а величина подачі  $v_c$  поршня гідроциліндра 5 зменшується на величину, що визначається алгоритмом роботи контролера 9. Визначено значення частоти обертання  $\omega_m$  вала гідромотора до зміни моменту  $M_m$  та після його підвищення при різних значеннях моменту  $M_m$  та побудована залежність  $Q_m = f(p_m)$ , де значення  $Q_m$  визначалось як  $Q_m = \frac{\omega_m q}{\eta}$ .

Одночасно по значенню величини подачі  $v_c$  визначалась величина  $Q_c = v_c \frac{\pi d_c^2}{4}$ . По визначених залежностях  $Q_m = f(p_m)$  та  $Q_c = f(p_m)$  побудована статична характеристика варіанта адаптивної гідросистеми з одним насосом, представлена на рис. 5.22

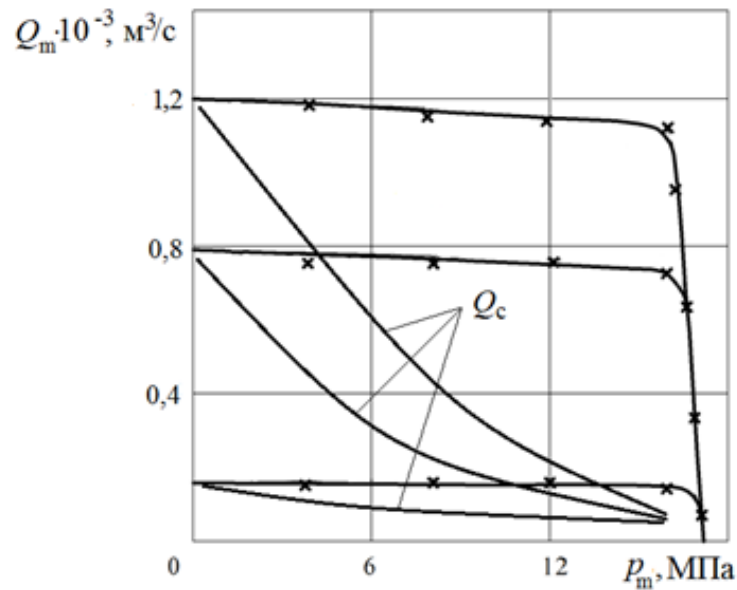


Рис. 5.22. Залежність потоку  $Q_m$  до гідромотора та  $Q_c$  до гідроциліндра від величини тиску  $p_m$  на вході в гідромотор

Для характеристики  $Q_m = f(p_m)$  визначалась похибка стабілізації витрати  $Q_m$  при зміні тиску  $p_m$ , яка обчислювалась за формулою

$$A = \frac{Q_m^{\max} - Q_m^{\min}}{Q_m^{\min}} \cdot 100 \%, \quad (5.31)$$

де  $Q_m^{\max}$ ,  $Q_m^{\min}$  – максимальне та мінімальне значення витрат, що поступають до гідромотора при різних значеннях тиску  $p_m$ .

Діапазоні витрат до гідромотора  $Q_c = (0,15 \dots 1,2) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  та тиску  $p_m = (2 \dots 16) \text{ МПа}$  похибка стабілізації не перевищує 8,6 %.

## 5.6. Енергетичні характеристики адаптивної гідросистеми

Втрати енергії в адаптивній гідросистемі обумовлені роботою системи керування та залежать від кількості насосів, що використовуються в гідросистемі і режимів роботи [45, 47, 55].

При побудові адаптивної гідросистеми на базі одного регульованого насоса (див. рис. 2.1) корисна потужність в контурі, що живить гідромотор 6 буде визначатись за формулою

$$N_{km} = Q_m p_m.$$

Корисна потужність в контурі, що живить гідроциліндр 5 буде визначатись за формулою

$$N_{kc} = Q_c p_c.$$

Витрати потужності в гідролініях та елементах гідророзподільника, що розташований в контурі, яка живить гідроциліндр 5 визначались за формулою

$$N_{vc} = Q_c (p_{n1} - p_c).$$

Втрати потужності в регуляторі насоса 1 визначались за формулою

$$N_z = Q_z p_{n1} = \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} p_{n1}.$$

Розподіл корисної та втраченої потужності в адаптивній гідросистемі на базі одного насоса представлено на рис. 5.23, а.

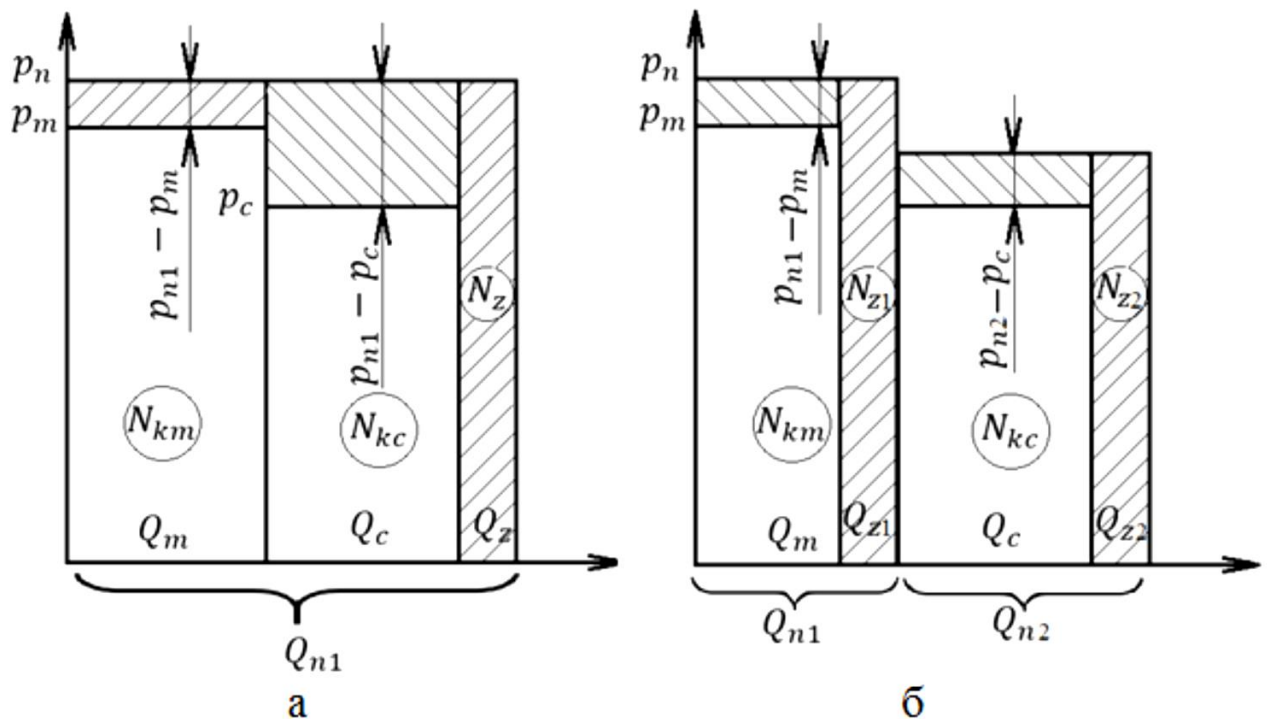


Рис. 5.23. Розподіл потужності в адаптивних гідросистемах:

а – на базі одного насоса;

б – на базі двох насосів

На основі визначеного розподілу потужності в адаптивній гідросистемі розраховано гідравлічний ККД та діапазони його зміни при різних режимах роботи. Гідравлічний ККД визначався за формулою

$$\eta = \frac{p_m Q_m + p_c Q_c}{p_{n1}(Q_m + Q_c + Q_z)}. \quad (5.32)$$

Значення величин, що входять у формулу 5.30 залежить від режимів роботи і визначались за результатами моделювання роботи адаптивної гідросистеми в усталених режимах.

На рис. 5.24 представлено залежність ККД адаптивної гідросистеми на базі одного насоса від режимів роботи. Гідравлічний ККД гідросистеми зростає із збільшенням сумарної втрати  $Q_m + Q_c$  та величин тиску  $p_m$  і  $p_c$ . В зв'язку з чим робота гідросистеми на значеннях тисків  $p_m$ ,  $p_c$ ,  $p_{n1}$ , що наближаються до максимально допустимих є енергетично вигідною.

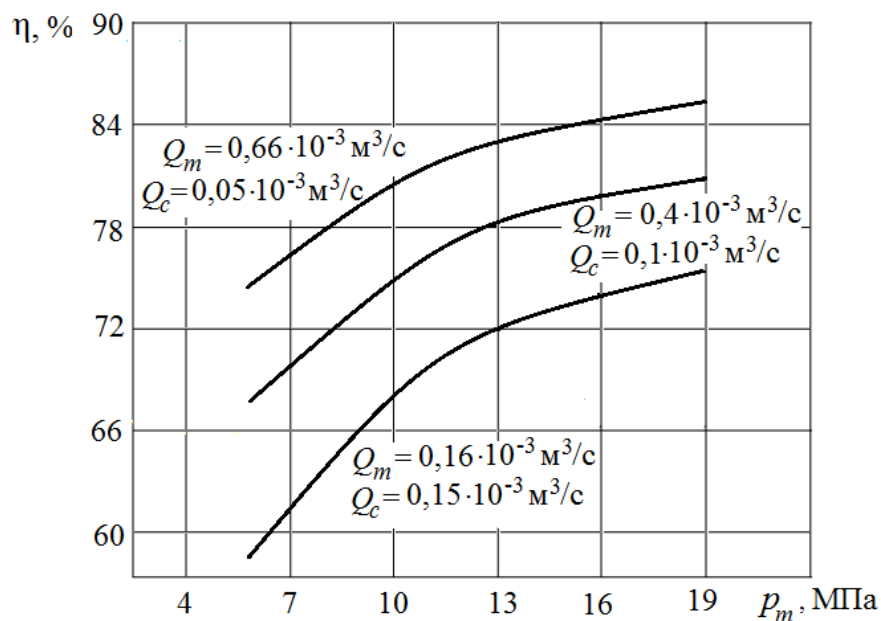


Рис. 5.24. Залежність ККД від режимів роботи адаптивної гідросистеми з одним насосом

На рис. 5.23, б представлено розподіл потужності в адаптивній гідросистемі на базі двох регульованих насосів (див. рис. 3.2). втрати потужності в регуляторах насосів визначались за формулами для насоса 1



$$N_{z1} = \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_{01}}{\rho}} p_{n1},$$

для насоса 2 
$$N_{z2} = \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_{02}}{\rho}} p_{n2}.$$

Втрати потужності в гідролініях та секціях розподільника визначались для насоса 1

$$N_{v1} = Q_m(p_{n1} - p_m),$$

для насоса 2

$$N_{v2} = Q_c(p_{n2} - p_c).$$

Гідравлічний ККД гідросистеми на базі двох насосів розраховувався за формулою

$$\eta = \frac{p_m Q_m + p_c Q_c}{p_{n1}(Q_m + Q_{z1}) + p_{n2}(Q_c + Q_{z2})}.$$

На рис. 5.25 представлено залежність гідравлічного ККД гідросистеми на базі двох регульованих насосів від режимів роботи гідромотора.

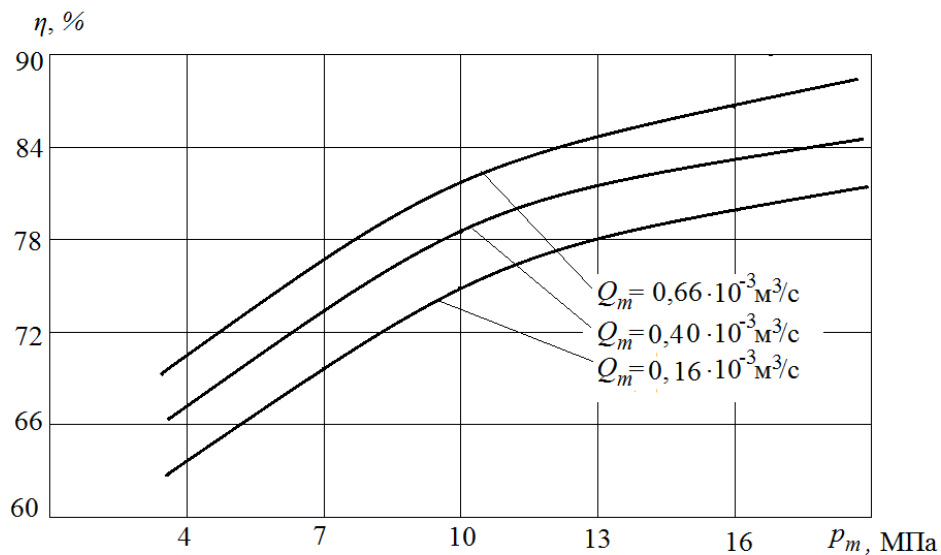


Рис. 5.25. Залежність гідравлічного ККД від режимів роботи адаптивної гідросистеми на базі двох насосів

Гідравлічний ККД гідросистеми на базі двох насосів суттєво залежить від режимів роботи. Значення ККД зростає при роботі гідросистеми на більших

значеннях витрат  $Q_m$  і  $Q_c$  та тисків  $p_m$  і  $p_c$ . Робота гідросистеми в режимах з більшими значеннями витрат та тисків є більш енергетично вигідною.

### 5.7. Розподільник для адаптивних гідросистем

На рис. 5.26 представлена схема гідророзподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням [77].

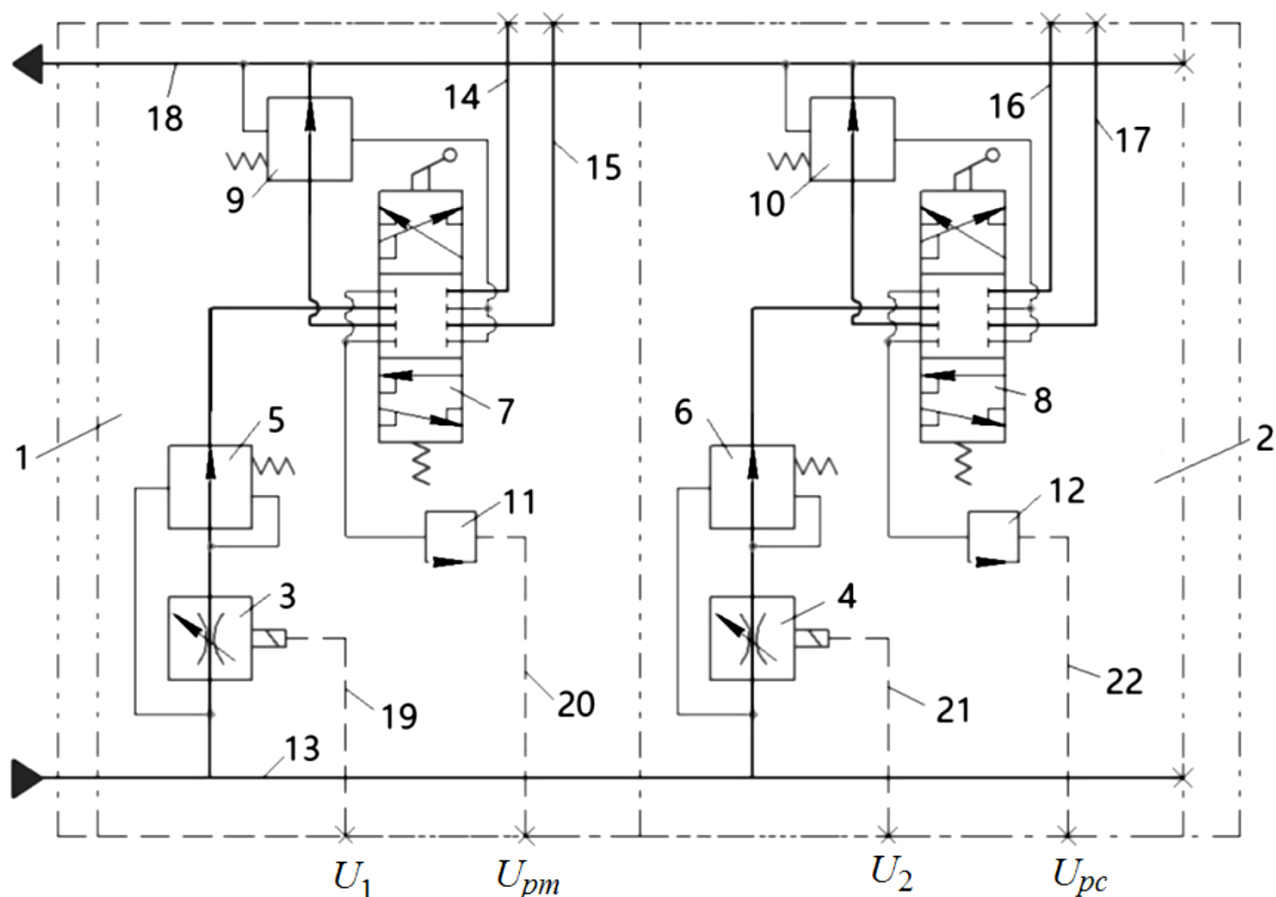


Рис. 5.26. Гідравлічна схема розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням

Схема гідророзподільника включає дві робочі секції 1 та 2. В кожній із робочих секцій до лінії нагнітання 13 підключені регульовані дроселі 3, 4, клапани перепаду тиску 5, 6, золотники 7, 8 гальмівні клапани 9, 10 відповідно. Золотники 7 та 8 зв'язуються через робочі гідролінії 14, 15, 16 та 17 із гідродвигунами, через гальмівні клапани 9 та 10 із зливною гідролінією 18, а через датчики 11, 12 та через лінії зв'язку 20, 21 з контролером. До регульованих

дроселів 3 та 4 підводяться сигнали керування від контролера по лініям зв'язку 19 та 21.

Працює схема таким чином. При включенні золотника 7 в одну з робочих позицій робоча рідина з гідролінії нагнітання, що підключена до насоса, через регульований дросель 3, клапан перепаду тиску 5, золотник 7 по робочим лініям 14 та 15 поступає до гідродвигуна. Величина потоку, що надходить до гідродвигуна залежить від величини відкриття робочого вікна регульованого дроселя 3. Величина відкриття робочого вікна дроселя 3 визначається сигналом керування, що надходить від контролера по лінії зв'язку 19. Клапан перепаду тиску 5 підтримує величину потоку, що проходить через робочу секцію 1 до гідродвигуна постійною, незалежною від величини навантаження на гідродвигуні. У разі виникнення на гідродвигуні попутного навантаження гальмівний клапан 9 забезпечує контроль величини швидкості руху гідродвигуна і підтримує цю швидкість стабільною, незалежно від величини навантаження. Датчик 11 забезпечує контроль за величиною тиску в ході гідродвигуна і формує сигнал  $U_{pm}$  для керування насосом через контролер. Аналогічно працює робоча секція 2.

На рис. 5.27 представлена конструкція робочої секції розподільника. Секція включає корпус 1, в якому розташований золотник 2, що приводиться до руху рукояткою 11, гальмівний клапан 3, регульований дросель 5 та клапан перепаду тиску 6. Регульований дросель 5 керується за допомогою пропорційного електромагніту 4. Через штуцера 7 та 8 робоча секція підключається до гідродвигуна. Робоча рідина від насоса подається в канал нагнітання 9, а зливається з робочої секції через канал зливу 10. Золотник 2 має позиції «нейтральна», «підйом» та «опускання». Рукоятка 11 фіксується тільки в позиції «нейтральна», а в позиціях «підйом» та «опускання» примусово утримується оператором. В залежності від положення рукоятки 11 забезпечується утримання гідродвигуна в фіксованому положенні та його рух на підйом та опускання. Регулювання швидкості руху гідродвигуна забезпечується

за рахунок дистанційного і пропорційного керування регульованим дроселем через електромагніт 4.

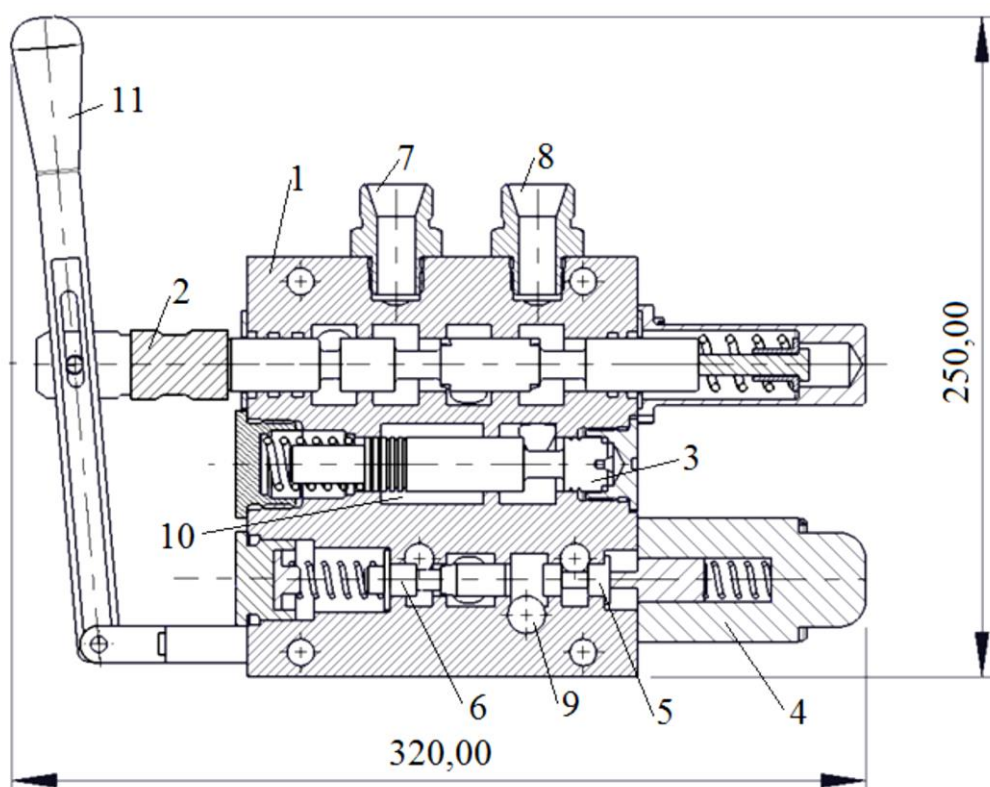


Рис. 5.27. Конструкція робочої секції розподільника

На рис. 5.28 представлена 3D модель розподільника для адаптивної гідросистеми.

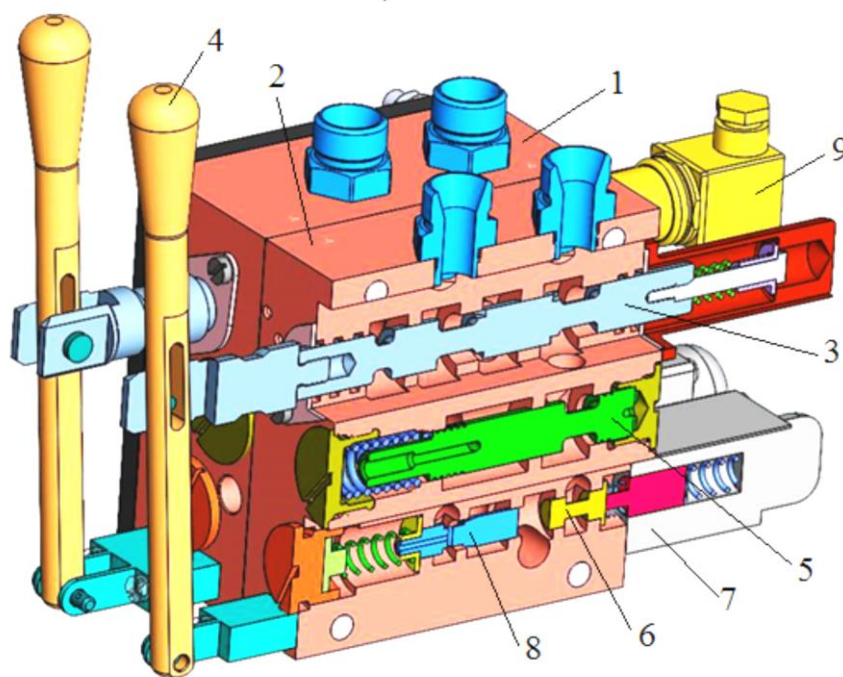


Рис. 5.28. 3D модель розподільника для адаптивних гідросистем

Розподільник включає дві робочі секції 1 та 2. Кожна секція оснащена важелями 4, що приводять до руху розподільні золотники 3. Також в робочій секції розташовані гальмівний клапан 5, регульований дросель 6, що керується електромагнітом 7 та клапан перепаду тиску 8. Робочі секції оснащені датчиками тиску та кінцевими вимикачами.

Розподільник може включати до 5 робочих секцій. При необхідності живлення від розподільника більшої кількості споживачів два розподільники з потрібними наборами робочих секцій підключаються до насоса паралельно. У випадку використання в гідросистемі мобільної машини декількох насосів (див. рис. 5.23) необхідно застосовувати додаткові розподільники. Це забезпечує подачу витрати через робочу секцію від кожного з насосів згідно схеми підключення.

Технічна характеристика розподільника наведена нижче:

1. Номінальний тиск	16,0 МПа
2. Максимальний тиск	18,0 МПа
3. Число секцій	до 5
4. Номінальна витрата	$1,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$
5. Тонкість фільтрації	15 мкм
6. Максимальна температура робочої рідини	80° С
7. Позиції золотника: нейтральна , підйом, опускання	
8. Хід золотника із позиції нейтральна в позиції підйом та опускання	13 мм
9. Зона регулювання	4...13 мм
10. Точність стабілізації потоку через розподільник при зміні тиску в діапазоні (1...16) МПа	8 %
11. Можливість пропорційного регулювання величини потоку через розподільник при зміні напруги керування в діапазоні	6...12 В
12. Маса робочої секції	8,6 кг

## 5.8. Алгоритм керування адаптивною гідросистемою

На основі проведених досліджень розроблено алгоритм керування адаптивною гідросистемою [51]. На рис. 5.29 представлено алгоритм, що призначений для керування адаптивною гідросистемою мобільною машиною (рис. 5.30).

Алгоритм забезпечує автоматичне корегування двох параметрів налаштування адаптивної гідросистеми:

1. Забезпечення співвідношення між частотою обертання шнека  $\omega_m$  та подачею шнека  $v_c$ , при якому продуктивність транспортування розпушеної породи перевищує продуктивність буріння. Таке співвідношення виключає засштибовування шнека в процесі буріння.

2. Ведеться активний контроль тиску  $p_m$  на вході в гідромотор з метою обмеження тиску  $p_{n1}$  на виході насоса та забезпечення безперебійності буріння при зміні властивостей ґрунту.

Працює алгоритм наступним чином:

1. Визначається значення частоти обертання шнека  $\omega_m^{kp}$ .
2. Задається значення частоти обертання  $\omega_m = \omega_m^{kp}$  гідромотора.
3. Визначається критичне значення величини подачі шнека  $v_c$  за формулою

$$v'_c = \frac{\omega_m(1-\varphi)h_b}{2\pi(1+k_c/k_p)}. \quad (5.33)$$

4. У відповідності до визначеного значення  $v_c$  налаштовується величина площі дроселя 21, яка визначає витрату  $Q_{n1}$  до та частоту обертання  $\omega_m$  мотора 5.

5. Налаштовується величина площі дроселя 22, яка визначає витрату  $Q_{n2}$  та величину подачі  $v_c$  гідроциліндра 6.

6. Перевіряється умова  $v_c \leq v'_c$ .
7. Перевіряється умова  $p_m \leq p_m^{\max}$ .

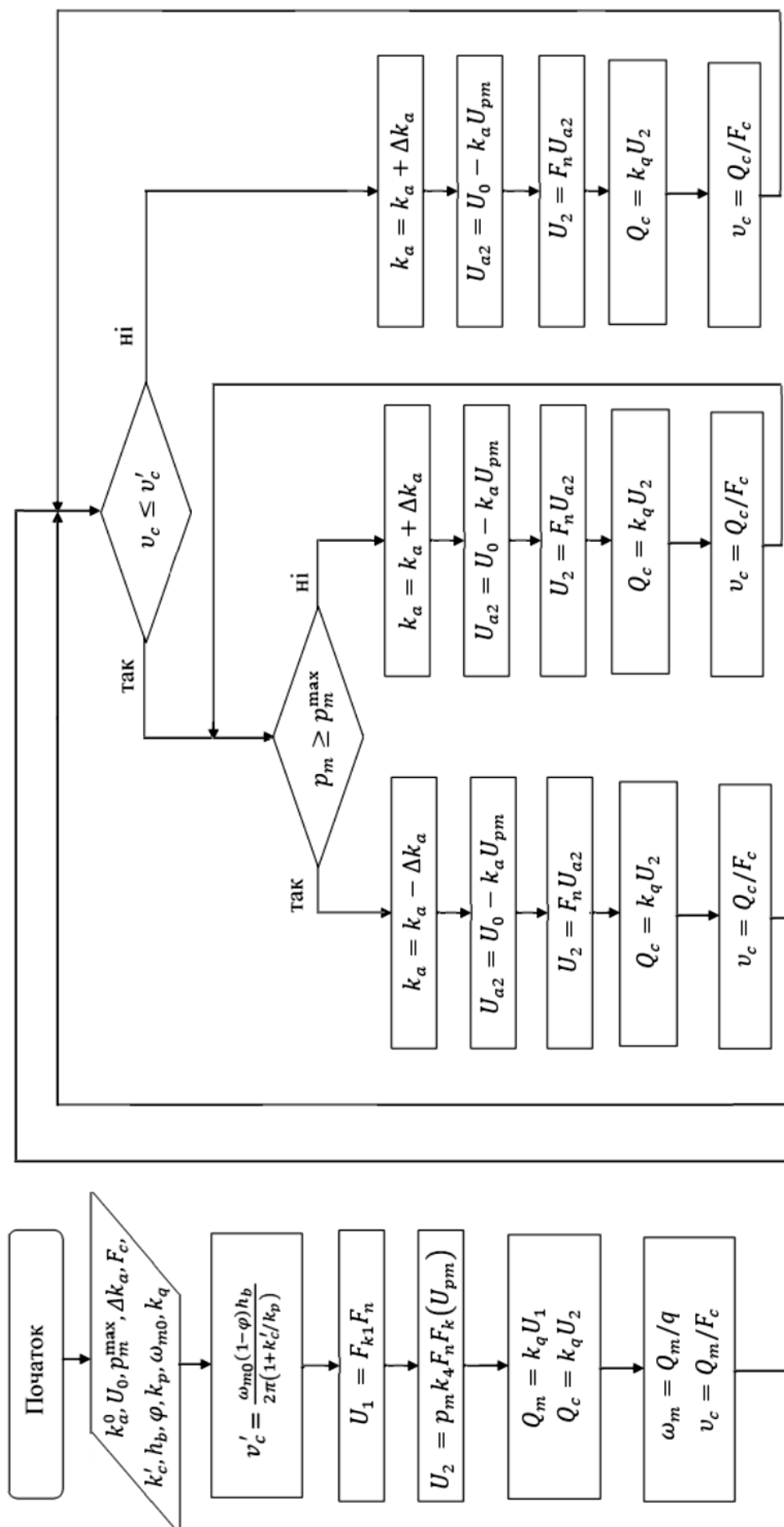


Рис. 5.29. Алгоритм керування адаптивною гідросистемою

8. У випадку  $p_m \geq p_m^{\max}$ , що обумовлене збільшенням зовнішніх сил, які діють на шнек в процесі буріння величина подачі  $v_c$  зменшується.

9. Зменшення подачі шнека  $v_c$  і відповідно тиску на виході насоса запобігає відключенню насоса 1.

10. У випадку якщо при бурінні величина тиску  $p_m$  зменшується і виконується умова  $p_m < p_m^{\max}$  величина подачі  $v_c$  буде збільшуватись, але при цьому забезпечується умова (5.33).

Таким чином алгоритм забезпечує таку зміну подачі  $v_c$  шнека в процесі буріння, при якій можливість транспортування породи перевищує продуктивність її руйнування та забезпечується такий контроль за рівнем тиску в гідросистемі, при якому не припинається робота насоса, а відповідно і процес буріння.

Програма роботи контролера мобільної машини на операції буріння представлена в додатку...

## 5.9. Модернізована схема мобільної машини БАМ-2014

Проведені дослідження роботи адаптивної гідросистеми в статичних та динамічних режимах роботи, розроблення конструкції розподільника з електрогідравлічним керуванням та алгоритму керування гідросистемою дозволило запропонувати нову схему гідросистеми мобільної робочої машини БАМ-2014, що випускається підприємством «Будагромаш» м. Київ. Схема гідросистеми представлена на рис. 5.30.

Схема включає два аксіально-плунжерні регульовані насоси 1 та 2 з робочими об'ємами  $q_{n1} = 73 \text{ см}^3/\text{об}$  та  $q_{n2} = 45 \text{ см}^3/\text{об}$  виробництва заводу «Гідросила» м. Кропивницький. До складу гідросистеми входять також секційні розподільники 3 та 4, кожен з яких має по чотири робочих секції. Через розподільник 3 підключаються гідромотор 5 привода шнека, гідроциліндр 6 рукояті та гідроциліндр 7 стріли, а також гідроциліндри 8, 9 стріли навантажувача.



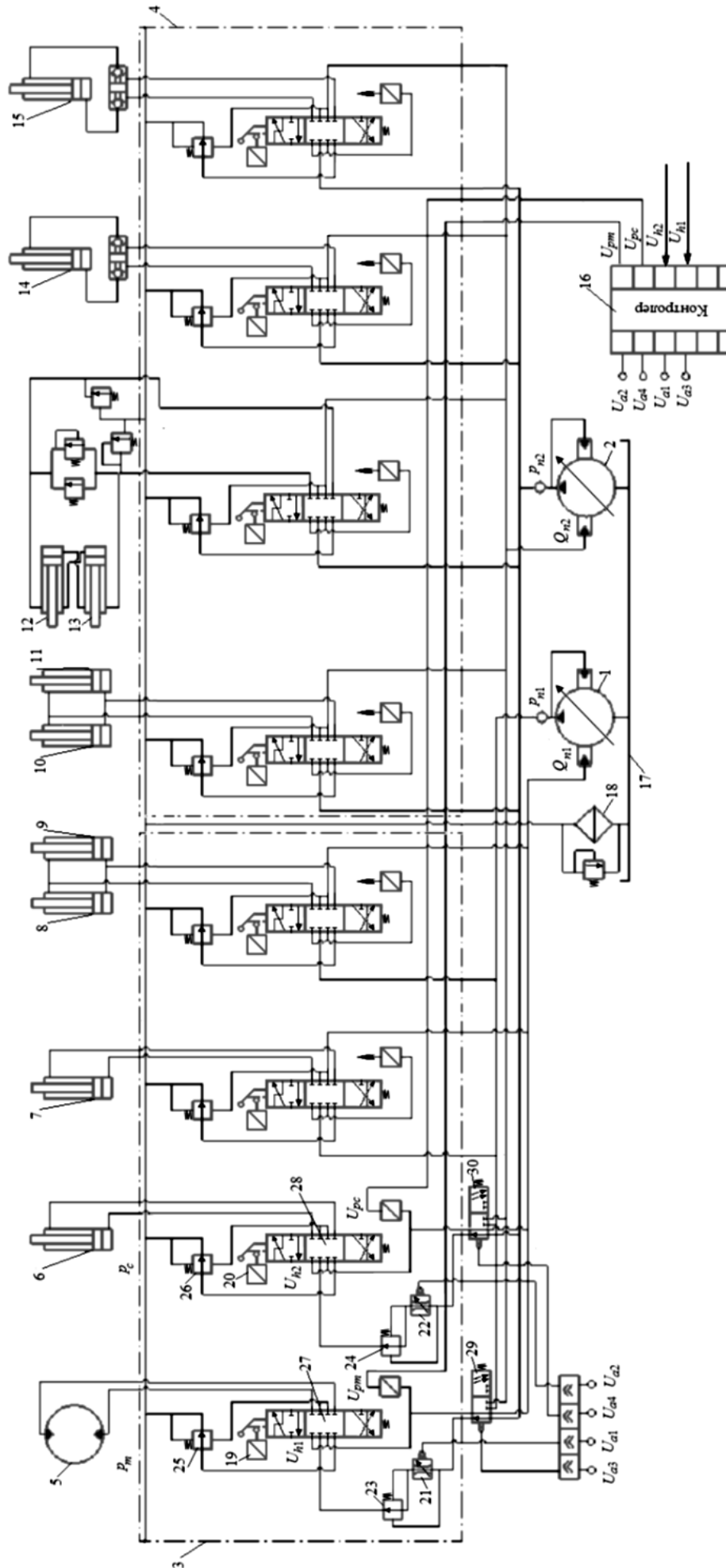


Рис. 5.30. Модернізована схема гідросистеми мобільної машини БАМ-2014

До розподільника 4 підключаються гідроциліндри 10, 11 ковша навантажувача, гідроциліндри 12, 13 механізму повороту стріли, а також гідроциліндри 14, 15 аутригерів мобільної машини. Схема включає датчики тиску встановлені в робочих секціях розподільників, а також датчики положення розподільних золотників 19 та 20. Сигнали  $U_{h1}$  та  $U_{h2}$  від датчиків положення розподільних золотників 27 та 28 надходять до контролера 16. До контролера поступають також сигнали  $U_{pc}$  та  $U_{pm}$  від датчиків тиску. На основі сигналів від датчиків тиску та положення формуються сигнали керування  $U_{a1}$  та  $U_{a2}$ , які визначають величини витрат робочої рідини до гідромотора 5 та гідроциліндра 6. Сигнали  $U_{a3}$  та  $U_{a4}$  від контролера 16 доходять до розподільників 29 та 30, які забезпечують комутацію насосів 1 та 2 з гідромотором 5 та гідроциліндром 6. В кожній секції розподільника розташовані клапани перепаду тиску 23 та 24, які забезпечують стабілізацію частоти обертання  $\omega_m$  валу гідромотора 5 та подачі  $u_c$  поршня гідроциліндра 6 при зустрічному навантаженні. При виникненні на гідродвигунах супутнього навантаження в робочих секціях змонтовано гальмівні клапани 25 та 26, які забезпечують плавність ходу приводів при збігу напрямів руху та навантаження. Гідросистема включає бак 17 та фільтр 18.

Працює гідравлічна система мобільної робочої машини БАМ-2014 наступним чином. Як до гідромотора 5 так і до гідродвигуна 6 можуть підключатись насос 1 або насос 2. При роботі гідромотора 5 від насоса 1 робоча рідина поступає через розподільник 29, регульований дросель 21, клапан перепаду тиску 23 та розподільний золотник 27. Зливається робоча рідина від гідромотора 5 в бак 17 через розподільний золотник 27, гальмівний клапан 25 та фільтр 18. При роботі гідроциліндра 6 від насоса 2 робоча рідина подається через розподільник 30, регульований дросель 22, клапан перепаду тиску 24 та розподільний золотник 28. Зливається робоча рідина від гідроциліндра 6 в бак 17 через розподільний золотник 28, гальмівний клапан 26 та фільтр 18. Частота обертання вала гідромотора  $\omega_m$ , який приводить до руху при бурінні шнек налаштовується за рахунок подачі напруги  $U_{a1}$  на електромагніт регульованого дроселя 21. При цьому в процесі буріння на гідроциліндрі 6 встановлюється подача  $u_c$ , яка залежить від величини тиску  $p_m$  на вході в гідромотор 5 та

величини частоти його обертання  $\omega_m$ . Контролер 16 на основі сигналів  $U_{h1}$  та  $U_{pm}$  формує таке співвідношення між величинами частоти обертання  $\omega_m$  гідромотора 5 та подачі  $u_c$  гідроциліндра 6 при якому продуктивність транспортування зрізаного ґрунту більша ніж продуктивність руйнування ґрунту шнеком. Це забезпечує відсутність заштибування шнека та безперебійність буріння шурфу. Одночасно при зростанні зусилля на шнеку та підвищення тисків  $p_m$  та  $p_{n1}$  контролер 16 буде зменшувати величину сигналу  $U_{a2}$ , що подається на регульований дросель 22 і відповідно зменшується величина подачі  $u_c$  гідроциліндра 6. В процесі роботи тиски  $p_{n1}$  та  $p_{n2}$  на насосах 1 та 2 не будуть перевищувати допустимих величин.

Виводи розподільного золотника 27 можуть бути використані для підключення інших гідромоторів або гідроциліндрів у разі використання на мобільній робочій машині інших змінних робочих органів. При використанні машини в якості екскаватора із зворотним ковшем до розподільного золотника 27 підключається гідроциліндр приводу ковшу. В цьому випадку при роботі машини з екскаваторним обладнанням будуть задіяні також гідроциліндр 7 (привод стріли), гідроциліндри 12, 13 (привод механізму повороту), гідроциліндри 14, 15 (аутригери машини). При роботі мобільної машини із фронтальним навантажувальним ковшем гідроциліндри 8 та 9 забезпечують рух стріли навантажувального ковша, а гідроциліндри 10 та 11 будуть забезпечувати рух навантажувального ковша. Можливо суміщення роботи приводів ковша та стріли при навантажувальних роботах та їх роздільне живлення від насосів 1 та 2.

Технічна характеристика модернізованої гідросистеми мобільної робочої машини БАМ-2014:

- Типи насосів – аксіально-плунжерні регульовані  $q_{n1} = 73 \text{ см}^3/\text{об}$   
 $q_{n2} = 45 \text{ см}^3/\text{об}$ ;
- Номінальний тиск 18 МПа;
- Тип розподільників – секційні електрогідравлічні з пропорційним керуванням;
- Кількість споживачів до 10;

- Кількість змінних робочих органів 23;
- Потужність двигуна для привода насосів 60 кВт.

### 5.10. Порівняння втрат потужності в модернізованій та базовій гідросистемах мобільної машини БАМ-2014

Для визначення ефективності розробленої адаптивної гідросистеми порівняємо втрати, що виникають при бурінні шнеком шурфу  $\varnothing 400$  мм на глибину 2,5 м, із втратами потужності, що виникають в гідросистемі базової машини БАМ 2014.

В гідросистемі базової машини БАМ 2014 обертання шнека забезпечується від шестеренного насоса 1 типу НШ 100 (рис. 5.31). а подача шнека від шестеренного насоса 2 НШ 32.

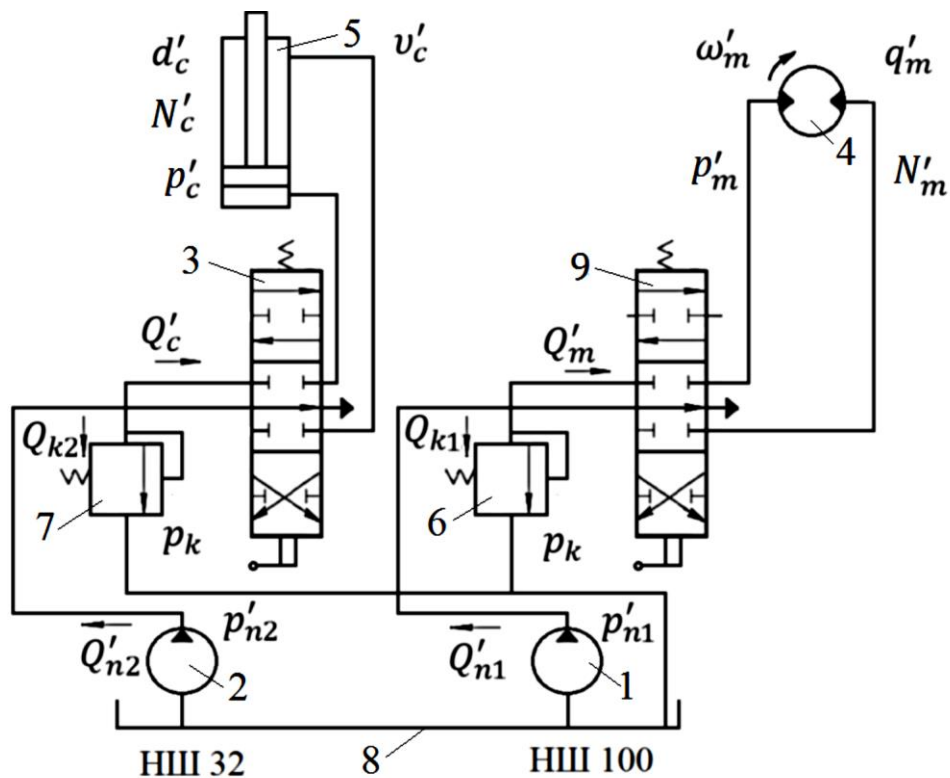


Рис. 5.31. Схема привода шнека в гідросистемі базової машини БАМ 2014

Гідравлічна схема приводів шнека включає також розподільник 9, через який підключений гідромотор 4 привода обертання шнека. Частина робочої рідини від насоса 1 може зливатись в бак 8 через запобіжний клапан 6. Через розподільник 3 до насоса 2 підключається гідроциліндр 5 привода подачі шнека.

Частина робочої рідини від насоса 2 в процесі виконання операції буріння може зливатись в бак 8 через запобіжний клапан 7.

В розробленій адаптивній гідросистемі для машини БАМ-2014 привод подачі шнека забезпечується від регульованого насоса 1 (див. рис. 5.30) з робочим об'ємом  $q_1 = 45 \text{ см}^3$ , а привод обертання шнека від регульованого насоса 2 з робочим об'ємом  $q_1 = 71 \text{ см}^3$ .

На рис. 5.32 представлено розподіл величин тисків та втрат в робочому циклі машини при бурінні шурфу шнеком.

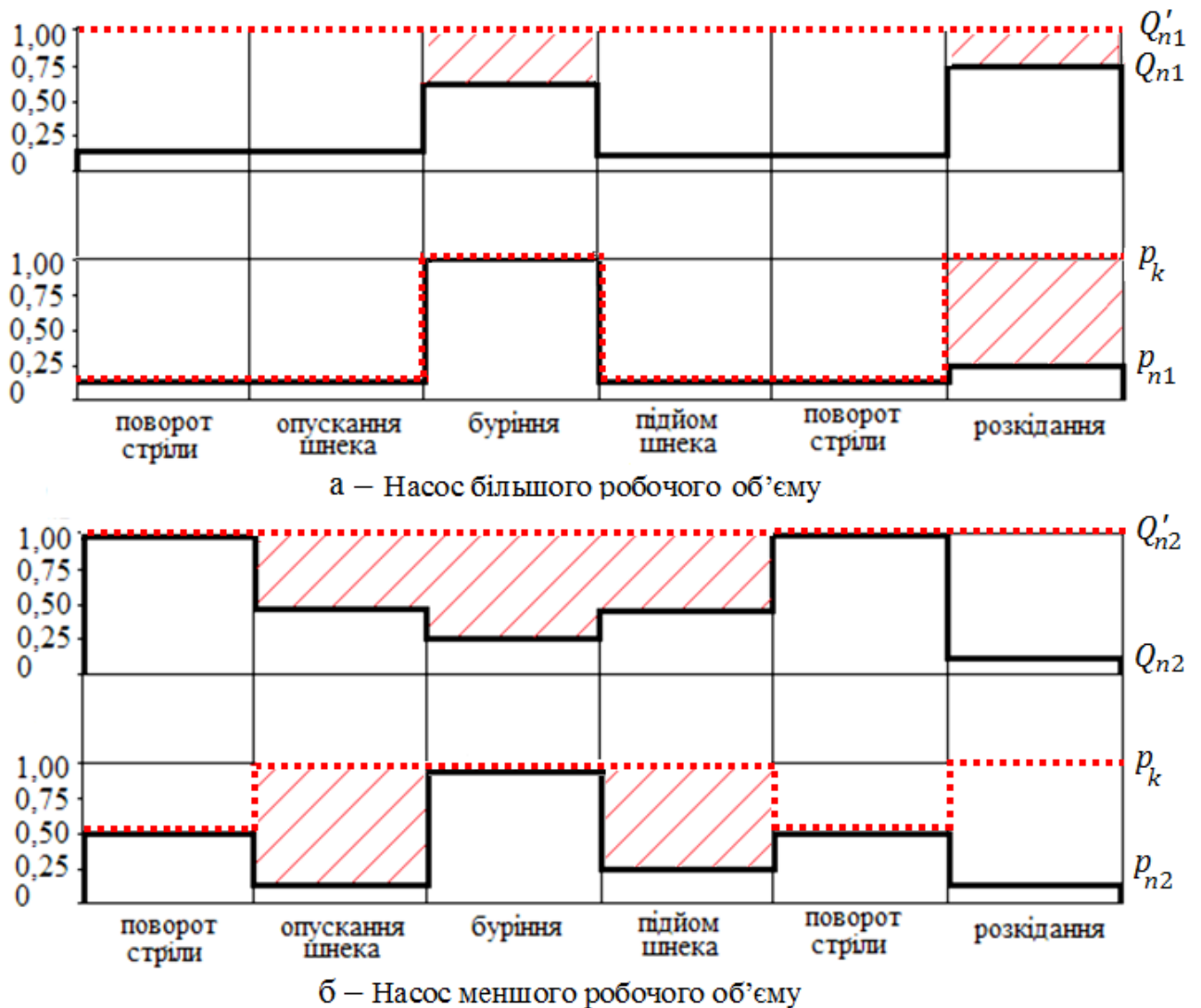


Рис. 5.32. Порівняння втрат потужності в модернізованій та базовій гідросистемах мобільної робочої машини БАМ-2014

В робочому циклі розглянуті такі основні періоди роботи: поворот стріли, опускання шнека, буріння, підйом шнека, поворот стріли скидання ґрунту зі

шнека. Насоси більших робочих об'ємів (в базовій гідросистемі насос НШ100, а в адаптивній гідросистемі насос робочим об'ємом  $q_1 = 71 \text{ см}^3$ ) включаються в роботу в період буріння та скидання ґрунту зі шнека (рис. 5.32, а). Насоси менших робочих об'ємів (в базовій гідросистемі насос НШ32, а в адаптивній гідросистемі насос робочим об'ємом  $q_2 = 45 \text{ см}^3$ ) включаються в роботу в період опускання шнека, буріння та підйому шнека (рис. 5.32, б).

Значення витрати насоса більшого робочого об'єму в адаптивній гідросистемі в робочому циклі при бурінні позначено  $Q_{n1}$ , а значення витрати насосу НШ100 в базовій гідросистемі  $Q'_{n1}$ . В період повороту стріли, опускання та підйому шнека  $Q_{n1} = Q'_{n1}$ . Значення  $Q'_{n1}$  перевищує значення  $Q_{n1}$  в період буріння, оскільки насос НШ100 працює на повну продуктивність, а насос з робочим об'ємом  $q_1 = 71 \text{ см}^3$  розвиває подачу, яка покриває витрату на рух гідроциліндра подачі шнека, а значить відповідає споживанню витрати гідроциліндром в період буріння. При виникненні необхідності скидання ґрунту зі шнека по завершенню буріння витрата  $Q_{n1}$  також менша  $Q'_{n1}$ , оскільки регульований насос з робочим об'ємом  $q_1 = 71 \text{ см}^3$  буде подавати лише необхідну витрату у відповідності до налаштування контролера або сигналу оператора, а насос НШ100 в базовій гідросистемі працює на повну продуктивність. Величина тиску  $p_{n1}$  на виході насоса робочим об'ємом  $q_1 = 71 \text{ см}^3$  в адаптивній гідросистемі в період скидання ґрунту зі шнека буде меншою тиску  $p_k$  на виході насоса НШ100 в базовій гідросистемі, оскільки скидання ґрунту відбувається на режимах, при яких відкривається запобіжний клапан привода шнека. Насос в адаптивній гідросистемі при цьому працює під невеликим тиском  $p_{n1}$ , оскільки гідромотор шнека навантажений тільки силами інерції шнека та ґрунту на ньому.

Розглянемо роботу насосів меншого робочого об'єму НШ32 та  $q_2 = 45 \text{ см}^3$  в базовій гідросистемі та в адаптивній гідросистемі період опускання шнека, буріння та підйому шнека. В усіх розглянутих періодах НШ32 працює на повну продуктивність  $Q'_{n2}$ , тоді як насос  $q_2 = 45 \text{ см}^3$  в адаптивній гідросистемі подає робочу рідину в гідроциліндр у відповідності до споживання гідроциліндром подачі і  $Q_n < Q'_{n2}$ . В періоди опускання шнека має місце супутнє навантаження

на гідроциліндрі подачі, при цьому використовується дросельне регулювання швидкістю руху стріли і запобіжний клапан відкривається, визначаючи максимальне значення тиску  $p_k$  на виході насоса НШ32. В період підйому стріли із шурфу робота ведеться на невеликій швидкості для запобігання руйнування форми шурфу, що також супроводжується відкриттям запобіжного клапану 7 (див. рис. 5.25) і роботою гідросистеми на максимальному тиску  $p_k$ . При опусканні і підйомі шнека регульований насос з робочим об'ємом  $q_2 = 45 \text{ см}^3$  буде працювати на меншому за величиною тиску  $p_{n2}$  в порівнянні з тиском  $p_k$ . Це обумовлено невеликою величиною маси шнека та застосуванням в адаптивній гідросистемі розподільника з гальмівним клапаном (див. рис. 2.3).

Проведено визначення втрат потужності в період буріння в адаптивній і базовій гідросистемах при однакових режимах роботи. Величини тисків на вході в гідроциліндр подачі змінювались в діапазонах  $p_c = (3 \dots 16) \text{ МПа}$ , на вході в гідромотор  $p_m = (3 \dots 16) \text{ МПа}$ , величина витрати, що поступала в гідроциліндр подачі  $Q_c = (0,03 \dots 0,1) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , а величина витрати, що поступала в гідромотор  $Q_m = (0,1 \dots 0,5) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . Величина втрат потужності в приводі гідромотора базової гідросистеми машини БАМ-2014 визначалась за формулою

$$N'_{bm} = (p_k - p'_m)Q'_m + p_k(Q'_{n1} - Q'_m); \quad (5.34)$$

Величина втрат потужності в приводі гідроциліндра подач базової гідросистеми визначалась за формулою

$$N'_{bc} = (p_k - p'_c)Q'_c + p_k(Q'_{n2} - Q'_c); \quad (5.35)$$

Величина втрат потужності в приводі гідромотора основного руху адаптивної гідросистеми визначалась за формулою

$$N_{bm} = (p_{n1} - p_m)Q_m + Q_{z1}p_{n1}; \quad (5.36)$$

Величина втрат потужності в приводі гідроциліндра подач адаптивної гідросистеми визначалась за формулою

$$N_{bc} = (p_{n2} - p_c)Q_c + Q_{z2}p_{n2}. \quad (5.37)$$

На рис. 5.33, а та 5.33, б представлено залежність втрат потужностей  $N'_{bm}$  та  $N'_{bc}$  в приводі гідромотора основного руху та привода гідроциліндра подач від режимів роботи  $Q'_m$  та  $p'_m$  гідромотора і  $Q'_c$  та  $p'_c$  гідроциліндра.

В обох випадках втрати залежать від режимів і їх абсолютні величини зменшуються із зростанням витрат  $Q'_m$  та  $Q'_c$ , а також тисків  $p'_m$  та  $p'_c$ .

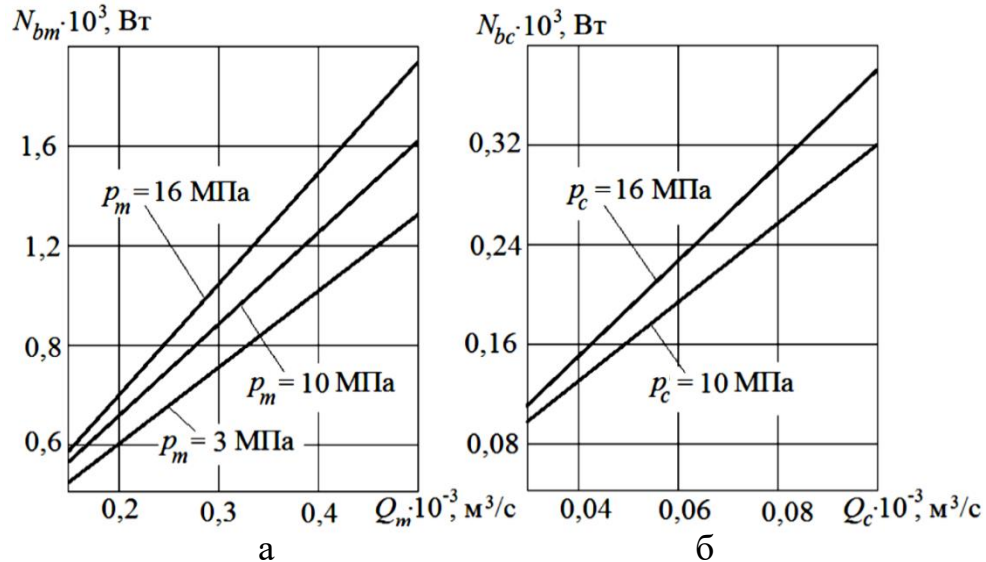


Рис. 5.33. Залежність втрат потужності в приводах гідромотора (а) та гідроциліндра (б) в модернізованій гідросистемі машини БАМ-2014

На рис. 5.34, а та 5.34, б представлено залежності втрат потужностей  $N_{bm}$  та  $N_{bc}$  від режимів роботи  $Q_m$ ,  $p'_m$ ,  $Q'_c$ ,  $p'_c$ .

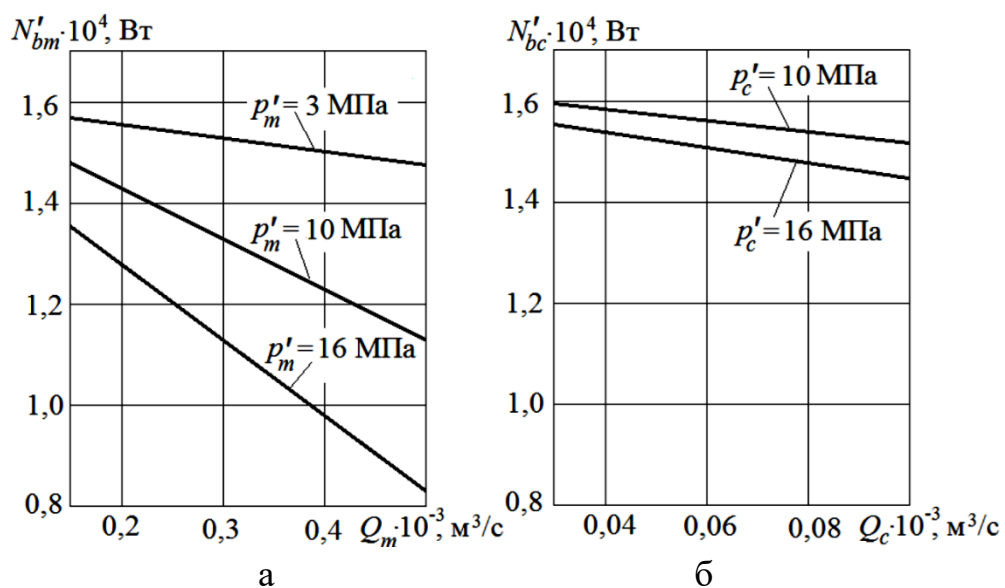


Рис. 5.34. Залежність втрат потужності в приводах гідромотора (а) та гідроциліндра (б) в базовій гідросистемі машини БАМ-2014



В обох випадках втрати зростають із збільшенням значень  $Q_m$ ,  $Q_c$ ,  $p_m$ ,  $p'_c$ . Однак абсолютні величини  $N_{bm}$  та  $N_{bc}$  в адаптивній гідросистемі значно менші відповідних значень  $N'_{bm}$  та  $N'_{bc}$  в базовій гідросистемі машини БАМ-2014.

Виконана оцінка економії коштів на витрати пального для мобільної машини оснащеної адаптивною гідросистемою на операції буріння. В розрахунок взяті значення втрат потужності при роботі гідросистем з максимальними значеннями режимів роботи:

$$p_m = 16 \text{ МПа}, p_c = 16 \text{ МПа}, Q_c = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, Q_m = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, \\ p'_m = 16 \text{ МПа}, p'_c = 16 \text{ МПа}, Q'_c = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}, Q'_m = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Сумарні втрати потужності в приводах основного руху та подачі в базовій гідросистемі БАМ-2014

$$N'_b = N'_{bm} + N'_{bc} = (8,2 + 14,6) \cdot 10^3 = 22,8 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Сумарні втрати потужності в приводах основного руху та подачі в адаптивній гідросистемі

$$N_b = N_{bm} + N_{bc} = (1,95 + 0,38) \cdot 10^3 = 2,33 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Зменшення втрат потужності в адаптивній гідросистемі у порівнянні з базовою гідросистемою становить

$$\Delta N_b = N'_b - N_b = 22,8 \cdot 10^3 - 2,33 \cdot 10^3 = 20,47 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 20,47 \text{ кВт}.$$

Питома витрата дизеля Д243-S2, що встановлений на машині БАМ-2014

$$q = 0,235 \text{ кг/кВт}\cdot\text{год}.$$

Економія палива при переході на адаптивну гідросистему на операції буріння одного шурфу визначена за формулою

$$Q_c = q \Delta N_b T = 0,235 \cdot 20,47 \cdot 0,13 = 0,641 \text{ кг} = 0,85 \text{ л}.$$

При роботі в рік машини БАМ-2014 на протязі  $n_g = 120$  днів і нормі виробітку  $n_b = 20$  шурфів в зміну економія пального становить

$$Q_p = Q_c n_g n_b = 0,85 \cdot 120 \cdot 20 = 2040 \text{ л},$$

Що коштує

$$\Delta C = Q_p C_{\text{диз}} = 2040 \cdot 22 = 44880 \text{ грн/рік}.$$

### 5.11. Висновки

1. Для адаптивної гідросистеми сформовано комплексний критерій для визначення оптимального співвідношення параметрів регуляторів, що включає 3 показники:

- втрати потужності в регуляторі насоса з ваговим коефіцієнтом 0,4;
- час регулювання з ваговим коефіцієнтом 0,3;
- перерегулювання по тиску на виході насоса з ваговим коефіцієнтом 0,3.

2. Сформовано комплексний критерій для визначення оптимальних значень налаштування контролера, що включає 2 показники:

- час регулювання з ваговим коефіцієнтом 0,5;
- перерегулювання по тиску на виході насоса з ваговим коефіцієнтом 0,5.

3. Виявлено, що на динамічні характеристики окрім значень параметрів регуляторів суттєвий вплив має їх співвідношення. Проведено оптимізацію параметрів регуляторів за розробленим комплексним критерієм та визначено, що при оптимальному сполученні значень коефіцієнта підсилення золотника регулятора насоса  $k_z = 1,0 \cdot 10^{-3}$  м площі дроселя регулятора насоса  $f_0 = 1,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>, коефіцієнта підсилення клапана перепаду тиску  $k_y = 10 \cdot 10^{-3}$  м, площі демпфера клапана перепаду тиску  $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> в адаптивній гідросистемі забезпечується час регулювання 1,1 с, перерегулювання 32 %, а втрати потужності в регуляторі насоса не перевищують 0,82 КВт.

4. Виявлено, що для забезпечення стійкої роботи адаптивної гідросистеми в усіх режимах функціонування коефіцієнт передачі корегувальної складової перехресного зв'язку повинен лежати в діапазоні  $k_p = (300 \dots 650) \cdot 10^{-7}$  с та має додаватись до основної складової сигналу перехресного зв'язку із затримкою по часу, що лежить в діапазоні  $\Delta T_0 = (0,03 \dots 0,09)$  с.

5. Розроблена конструкція гідророзподільника з електромагнітним керуванням забезпечує пропорційне керування швидкісними режимами руху двох гідродвигунів по сигналу від датчиків тиску при можливості зміни співвідношення швидкостей гідродвигунів. При цьому забезпечується стабілізація швидкостей руху гідродвигунів при ступінчастому навантаженні з похибкою стабілізації, що не перевищує  $A \leq 8,6$  %.

6. Для мобільних машин великої потужності, таких як БАМ-2014, слід рекомендувати схему адаптивної гідросистеми з двома регульованими насосами. Схема забезпечує такі ж функції, як і схема з одним насосом, але втрати потужності менші, в зв'язку з тим, що кожен з насосів обслуговує свій гідродвигун, а величини подач і тисків на виході з насосів пропорційні споживанню гідродвигунами. Запропонований алгоритм та програма керування адаптивною гідросистемою забезпечує в процесі буріння таке співвідношення між частотою обертання шнека та величиною його подачі, при якому продуктивність руйнування ґрунту шнеком не перевищує продуктивності транспортування розпушеного ґрунту із забою, що забезпечує безперебійність роботи машини в робочому циклі. В залежності від навантаження величина подачі шнека змінюється за умови не перевищення допустимого значення тиску в гідросистемі, при цьому втрати потужності на операції буріння шнеком діаметром 400 мм в контурі основного руху зменшуються на величину (7,7...13,7) кВт, а в контурі подачі на величину (13,3...15,6) кВт в залежності від режимів роботи в порівнянні з гідросистемою базової мобільної машини БАМ-2014. Визначено, що очікуваний річний економічний ефект обумовлений зменшенням витрати пального для однієї мобільної машини з розробленою адаптивною гідросистемою становить 44880 грн.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Ефективним засобом поліпшення експлуатаційних характеристик мобільної робочої машини є застосування адаптивної гідросистеми на базі регульованих насосів, розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера, які реалізує перехресний зв'язок в гідросистемі. Застосування перехресного зв'язку дозволяє узгоджувати режими одночасно працюючих гідродвигунів, що забезпечує максимальне завантаження гідросистеми по тиску та безперебійність роботи машини в робочому циклі.

2. Виявлено, що для забезпечення стійкості роботи зменшення перерегулювання та часу регулювання в адаптивній гідросистемі перехресний зв'язок, який реалізує контролер повинен формуватися у вигляді суми основної та корегувальної складових сигналу. Корегувальна складова є добутком похідної від сигналу датчика тиску та коефіцієнта передачі. Корегувальна складова сигналу перехресного зв'язку додається до основної складової із затримкою в часі  $\Delta T_0$ .

3. Встановлено, що дослідження статичних, енергетичних та динамічних характеристик розробленої гідросистеми для мобільної робочої машини доцільно проводити з використанням узагальненої математичної моделі, розробленої з урахуванням змінних інерційних властивостей виконавчих механізмів, витратних характеристик розподільника визначених на основі цифрового моделювання режимів течії робочої рідини по його каналам, експериментальних характеристик контролера та підсилювача в перехідних процесах. Математична модель дозволяє розробити алгоритми керування адаптивною гідросистемою при зміні зовнішніх навантажень з метою зменшення втрат потужності, максимального завантаження гідросистеми по тиску та безперебійності роботи машини в робочому циклі.

4. Розроблена конструкція гідророзподільника з електромагнітним керуванням забезпечує пропорційне керування швидкісними режимами руху двох гідродвигунів по сигналу від датчиків тиску при можливості зміни

співвідношення швидкостей гідродвигунів. При цьому забезпечується стабілізація швидкостей руху гідродвигунів при ступінчастому навантаженні з похибкою стабілізації, що не перевищує  $A \leq 8,6 \%$ .

6. Виявлено, що на динамічні характеристики окрім значень параметрів регуляторів суттєвий вплив має їх співвідношення. Встановлено, що при оптимальному сполученні значень коефіцієнта підсилення золотника регулятора насоса  $k_z = 1,0 \cdot 10^{-3}$  м площі дроселя регулятора насоса  $f_0 = 1,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>, коефіцієнта підсилення клапана перепаду тиску  $k_y = 10 \cdot 10^{-3}$  м, площі демпфера клапана перепаду тиску  $f_2 = 1,2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup> в адаптивній гідросистемі забезпечується час регулювання 1,1 с, перерегулювання 32 %, а втрати потужності в регуляторі насоса не перевищують 0,82 кВт.

5. Виявлено, що для забезпечення стійкої роботи адаптивної гідросистеми в усіх режимах функціонування коефіцієнт передачі корегувальної складової перехресного зв'язку повинен лежати в діапазоні  $k_p = (300 \dots 650) \cdot 10^{-7}$  с та подаватись до основної складової сигналу перехресного зв'язку із затримкою по часу з діапазону  $\Delta T_0 = (0,03 \dots 0,09)$  с.

7. Запропонований алгоритм та програма керування адаптивною гідросистемою забезпечує в процесі буріння таке співвідношення між частотою обертання шнека та величиною його подачі, при якому продуктивність руйнування ґрунту шнеком не перевищує продуктивності транспортування розпушеного ґрунту із забою, що забезпечує безперебійність роботи машини в робочому циклі. В залежності від навантаження величина подачі шнека змінюється за умови не перевищення допустимого значення тиску в гідросистемі, при цьому втрати потужності на операції буріння шнеком діаметром 400 мм в контурі основного руху зменшуються на величину (7,7...13,7) кВт, а в контурі подачі на величину (13,3...15,6) кВт в залежності від режимів роботи в порівнянні з гідросистемою базової мобільної машини БАМ-2014. Визначено, що очікуваний річний економічний ефект обумовлений зменшенням витрати пального для однієї мобільної машини з розробленою адаптивною гідросистемою становить 44880 грн.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода : справочник / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – К.: Техника, 1977. – 320 с.
2. Аврунин Г.А. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин: учебное пособие / (А. Г. Аврунин, И. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); под ред. Г. А. Аврунина. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – 464 с.
3. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий \ Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – Москва : Наука, 1976. – 279 с.
4. Алексеева Т. В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин / Т. В. Алексеева. – Москва : Машиностроение, 1966. – 146 с.
5. Андренко П. М., Дмитрієнко О. В. Динамічний синтез мехатронного модуля руху // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ “ХПІ”. – 2014. – № 1. – С. 157 – 163.
6. Андренко П. Н., Лурье З. Я. Тенденции развития объемных гидроприводов // Промислова гідраліка і пневматика. – Вінниця ВДАУ, 2013. - №3(41). – С. 3 – 12.
7. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика : справочное пособие / Т. М. Башта. – Москва : Машиностроение, 1972. – 671 с.
8. Боровин Г. К. Математическое моделирование управления гидросистемой шагающей машины / Г. К. Боровин, А. В. Костюк, А. К. Платонов // Мат. машини і системи. – 2009. – № 4. – С. 127 – 138.
9. Буренніков Ю. А. Мехатронна гідросистема з регулятором на основі мікроконтролера / Буренніков Ю. А., Козлов Л. Г., Сергеев С.Г., Харченко М. М., Пилявець В. Г. // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасті досягнення та застосування : II міжнародна науково-технічна конференція 15-16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. – Вінниця : Т. П. Барановська, 2016. – С 91-92.

10. Буренніков Ю. А. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов. – Вінниця: ВНТУ, 2013. – 273 с.
11. Болдырев Г. Г. Технология полевых испытаний грунтов методом бурового зондирования / Г. Г. Болдырев, Г. А. Новиков // Вестник ПНИПУ. Строительство и архитектура. – № 1. – 2015. – с. 64-77.
12. Васильев, Л. В. Современные требования к гидросистемам сельскохозяйственных тракторов / Л. В. Васильев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – №1. – С. 20 – 25.
13. Вълкова, Детелинка Цветанова. Динамические нагрузки бурильно-крановой машины при взаимодействии с препятствием. Диссертация на соискание степени кандидата технических наук, Харьков, 1985, 212с.
14. Герман-Галкин С. Г. Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в MATLAB 6.0. Санкт-Петербург: 2001. – 320 с.
15. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин / М. Е. Иванов, И. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий и др. – М.; Машиностроение, 1977. – 173 с.
16. Гідроприводи та гідропнеумоавтоматика / [В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Стутинський та ін.]; за ред. Федорця. – К.: Вища шк., 1995. – 463 с.
17. Грабовський Г. Г. Мехатронна система керування плавкою титану / Г. Г. Грабовський, Ю. Д. Цибрій // Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. № 3 – С. 114.
18. Грабко В. В. Мікропроцесорні системи керування електроприводами: навчальний посібник / В. В. Грабко, М. П. Разводюк, В. В. Грабко. – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 97 с.
19. Губарев А. П. К вопросу построения адаптивных систем мехатроники / А. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова // Материалы XVII международной научно-технической конференции «Гидроаэромеханика в инженерной практике». – Черкасы, 2012. – С. 112.

20. Губарев О. П. Порівняння способів регулювання гідронасосних агрегатів гідроприводів з циклічною дією систем / О. П. Губарев, О. В. Шевченко // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв: МДАУ, 2007. – №2. – С. 245 – 249.

21. Данильченко Ю. М. Наукові основи створення швидкохідних прецизійних шпиндельних вузлів металорізальних верстатів: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.03.01 / Данильченко Ю. М. Національний технічний ун-т України "Київський політехнічний ін-т". – К., 2003.

22. Данилов Ю. А. Аппаратура объёмных гидроприводов: рабочие процессы и характеристики / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кириловский, Ю. Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

23. Дерібо О.В. Динамика электрогидравлического следящего вибропривода с гидромеханической корректирующей связью по ускорению: дис.... канд. тех. наук: 05 .02.02 / Дерібо Олександр Володимирович. – Вінниця, 1987р. – 262 с.

24. Дзильно А. А. Приводные модули для строительных и дорожных машин / А. А. Дзильно, В. А. Полянин // Строительные и дорожные машины. – М.: Машиностроение, 1986. – №3. – С. 24 – 25.

25. Домрачев А. Ф., Луговской А. Ф., Узунов А. В. Экспериментальное определение сил трения и гидродинамических сил в высокоскоростном гидроприводе промышленного робота / А. Ф. Домрачев, А. Ф. Луговской, А. В. Узунов // Вестник Киевского политехнического института. Серия Машиностроение. – К.: Вища школа, 1982. – Вып. 19. – С. 58 – 61.

26. Дослідження статичних характеристик електромагнітів з пропорційним регулюванням робочих параметрів / Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук, О. В. Піонткевич, М. П. Коріненко // Гідромеханіка в інженерній практиці: тези доповідей ХІХ міжнародної науково-технічної конференції. – Кіровоград, 21 – 24 травня 2014 р. – С. 99.

27. Дяконица С. А. Применение компенсирующего регулирования для многосвязного управления многопараметрической системой / С. А. Дяконица, И.



Р. Сугачевский. – Система. Методы, технологии. – Братский государственный университет. – № 1. – 2014. – с. 86-90.

28. Дубінський В. В. Урахування дисипативних сил при аналізі динаміки гідроприводів / В. В. Дубінський, С. П. Кулініч // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки». – 2005. – № 12(84). – С. 86 – 91.

29. Дьяконов В. П. MATLAB 6/6.1/6.5 + SIMULINK 4/5 в математике и моделировании / В. П. Дьяконов. – М.: Солон Пресс, 2003. – 366 с.

30. Дядичев К. М. Определение силы трения в гидроцилиндре с уплотнениями кольцами круглого сечения [Электронный ресурс]. / К. М. Дядичев, Д. А. Капустин, А. В. Руднев. – Режим доступа: URL: <http://esteticamente.ru/e-journals/Vsunud/2008-1E/08dkmkks.htm>.

31. Ельперін І. В. Промислові контролери: навч. посібник для студ. вищих навч. закл. / І. В. Ельперін. – К.: НУХТ, 2003. – 320 с.

32. Експериментальний стенд для визначення характеристик гідроприводів з пропорційним керуванням / Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук, С. М. Лозовський, А. О. Товкач // Промислова гідравліка та пневматика. – 2013. – № 4. – С. 64 – 66.

33. Екксаватор-навантажувач БАМ-2014 та модифікації. Інструкція по експлуатації 15.000.000 – 2018 р. – 150 с.

34. Исследование нагруженности и характеристик гидросистемы экскаватора: отчет о НИР / Государственный научно-исследовательский центр мобильной техники СССР; руковод. А. Т. Мельник; исполн.: В. И. Маслов, В. В. Безхутрый, В. Я. Сторчак. – Одесса, 1992. – 65 с. – дог. № Д84/209.

35. Изерман Р. Цифровые системы управления. Пер. с англ. – М.: Мир, 1984. – 541 с.

36. Г. В. Казаченко, Н. В. Кислов Г. А. Басалай. Основы расчета затрат мощности и производительности очистных и проходческих комбайнов. Учебно-методическое пособие. Минск: 2015. – 77 с.

37. Казаченко Г. В. Исследование процесса шнекового бурения. Часть 2. Производительность и методика расчёта ее характеристик / Г. В. Козаченко, Г.

А. Басалай, А. В. Нагорский, С. Г. Шульдова, В. К. Ярмолинский // Горная механика и машиностроение. – 2013. № 3. – с. 53-60.

38. Казаченко Г. В. Исследование процесса шнекового бурения. Часть 1. Формирование математической модели рабочего процесса в установившемся режиме бурения / Г. В. Козаченко, А. В. Нагорский, Г. А. Басалай // Горная механика и машиностроение. – 2012. № 3. – с. 65-74.

39. Казаченко Г. В., Прущак В. Я., Басалай Г. А. Горные машины. Учебное пособие. Минск «Высшая школа», 2018.

40. Кваско М. З. Керування випарюванням в апараті зануреного горіння. – Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія: хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. – № 2. – 2014. С. 91 – 97.

41. Каракозов А. А. Буровое оборудование. Гидравлические системы буровых станков и установок / А. А. Каракозов, И. А. Юшков, М. С. Попова, С. Н. Парфенюк, И. Д. Сагайдак. – Донецк : ДонНТУ, 2011. – 116 с.

42. Козлов Л. Г. Мехатронна гідросистема мобільної машини / Л. Г. Козлов // Вісник Східноукраїнського університету імені Володимира Даля. – 2012. – № 6. – С. 22 - 30.

43. Козлов Л. Г. Оптимізація конструктивних параметрів гідророзподільника для гідроприводів, чутливих до навантаження, мобільних робочих машин / Л. Г. Козлов, Л. В. Крещенецький, О. В. Петров // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – №36. – 2007. – С.74 – 76.

44. Козлов Л. Г., Пилявець В. Г. Вплив параметрів регуляторів на стійкість та динамічні характеристики мехатронної гідросистеми // XIX Міжнародна науково-технічна конференція «Промислова гідравліка і пневматика» м. Львів 25-28 вересня 2018 р. : тези доповідей – м. Львів, 2018. – С. 48.

45. Козлов Л. Г. Зменшення втрат потужності в гідравлічних системах мобільних машин / Л. Г. Козлов // Наукові нотатки ЛНТУ. – 2011. – №4. – С. 101 – 107.

46. Козлов Л. Г. Аналіз сил, діючих на золотник переливного клапана мультирежимного гідророзподільника / Л. Г. Козлов, О. В. Петров, В. Л. Луцик, Є. І. Мартинів // Вісник ХНУ. – 2012. – №3. – С. 120 - 124.

47. Козлов Л.Г. Визначення статичних та динамічних характеристик системи керування гідроприводом бурильної установки / Л.Г. Козлов, В.Г. Пилявець // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПП «Промислова гідравліка і пневматика». Вінниця, 3-6 жовтня 2017 р. : матеріали конференції. - Вінниця: Вид-во «ГЛОБУС-ПРЕС», 2017. – 136 с.

48. Козлов Л. Г. Дослідження статичних і динамічних характеристик системи керування гідроапаратами на основі пропорційних електромагнітів / Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук, О. В. Піонткевич, М. В. Коріненко // [Електронний ресурс] Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2014. – № 3. – Режим доступу до статті: URL: <http://praci/vntu.edu.ua/article/view/>.

49. Козлов Л. Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.03. / Л. Г. Козлов; Вінниц. нац. техн. ун-т. – Вінниця, 2000. – 320 с.

50. Козлов Л. Г. Вплив параметрів регуляторів на стійкість та динамічні характеристики мехатронної гідросистеми / Л.Г. Козлов, М.П. Коріненко, В. Г. Пилявець // Техніка, енергетика, транспорт АПК, 2018. - №3. - С. 105 – 116.

51. Козлов Л. Г. Алгоритм керування адаптивною гідросистемою мобільної робочої машини [Електронний ресурс] / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Пилявець В. П., Кравчук О. // Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 27-28 квітня 2020 р. – Електрон. текст. дані. – 2020. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2020/paper/view/9879>

52. Козлов Л. Г. Покращення динамічних характеристик адаптивного гідроприводу із перехресним зв'язком / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Ковальчук В. А., Пилявець В. Г. // I Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019» : тези доповідей – м. Вінниця, 2019. – С. 299 – 300.

53. Козлов Л. Г. Стабілізація витрати робочої рідини в гідроприводі ливарного механізму термопластавтомата / Буренніков Ю. А., Ковальчук В. А., Козлов Л. Г., Шевчук Ю. В., Пилявець В. Г. // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2015. – №2 (73). – С. 6-12.

54. Козлов Л. Г. Оптимізація конструктивних параметрів комбінованого регулятора подачі аксіально-поршневого регульованого насоса / Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, С. В. Репінський, О. В. Поліщук // Промислова гідравліка та пневматика. – 2012. – №1. – С. 69 - 77.

55. Козлов, Л. Г. (2015), Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з адаптивними регуляторами на основі нейромереж для мобільних робочих машин. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук, Національний технічний університет України «Київський національний інститут», 2015 р., Київ, 420 с.

56. Козлов Л. Забезпечення стійкості мехатронного гідроприводу / Л. Козлов, Ю. Буренніков, В. Пилявець, М. Коріненко, О. Лижов // ВМТ, Чер 2019. - vol 9, № 1, с. 66-76.

57. Коробочкин Б. Л. Динамика гидравлических систем станков. – М. : Машиностроение. – 1976. – 240 с.

58. Крахмалев О. Н. Методика анализа влияния сил инерции на динамику манипуляционных роботов / О. Н. Крахмалев // Теория механизмов и машин. – 2012. – №2(20), Т. 10. – С. 41–53.

59. Крикун Г.В. Вибір раціональних параметрів електромагніту для однокаскадних гідропідсилювачів / Г.В. Крикун // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – 2004. – № 13(72). – С. 75-80.

60. Лурье З. Я. Математическое моделирование динамики гидроагрегата навесного оборудования трактора / З. Я. Лурье, В. А. Макей, Е. Н. Цента // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – №.2/4 (32). – С. 36 – 41.

61. Лурье З.Я. Математическая модель узла "Гидрораспределитель-гидроцилиндр" гидроагрегата навесного оборудования трактора / З.Я. Лурье,

Н. Цента // Вісник Східноукраїнського державного університету. – 2007. – №3. – С. 84-88.

62. Лагереv А.В. Проектирование гидронасосных гидроприводов подъемно-транспортной техники. Учеб. пособие / А.В. Лагереv. – Брянск: БГТУ, 2006. – 232 с.

63. Машина бурильно-крановая БМ-205Д. Руководство по эксплуатации. БМ-205Д.00.00.0003Э. – 2007 г. – 47 с.

64. Мазуров В. М. Автоматические регуляторы в системах управления и их настройка. Часть 2. Автоматические регуляторы и их настройка. Общие сведения о промышленных системах регулирования. Компоненты и технологии. №5, 2003. – С. 114-118

65. Мовчанюк А. В. Мехатронная система управления многосекционным трубчатым навигатором / А. В. Мовчанюк, А. Ф. Луговской, В. П. Фесич // Промышленная гидравлика и пневматика. – 2013. – № 3 С. 24 – 25.

66. Мережа Internet, Сайт Arduino.ua. Режим доступу: <https://doc.arduino.ua>

67. Немировський І.А. Расчёт гидроприводов сельскохозяйственных машин / А. Немировський, Н.Г. Снисарь. – К.:Техніка, 1992. – 181 с.

68. Ніконов О.Я. Електрогідравлічна система керування начіпним обладнанням тракторів / О.Я. Ніконов, О.Є. Скворчевський // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв: МДАУ, 2007. – №2. – С. 110-112.

69. Нижник О. В. Розв'язувальне управління багатовимірними системами / О. В. Нижник, Д. М. Нелюба. – Зв'язок. – № 2. – Київ. – 2015. – с. 41 – 43.

70. Озерский А. И. Исследование динамических режимов работы объёмного гидропривода с дизелем мобильной буровой машины / Озерский А. И., Сидоренко В. С., Ракуленко С. В., Полешкин М. С. // Фундаментальные исследования. Донской государственный технический университет (ДГТУ), Ростов на Дону: 2017. – №12. – с. 85-90.

71. Пат. 79364 UA, МПК E02F9/22. Гідросистема / Козлов Л.Г.; заявник Вінницький національний технічний університет. – №201209980; заявл. 20.08.2012; опубл. 25.04.2013, бюл. №8.

72. Пат. 144036 Україна, МПК E02F 9/22 F15B 13/06. Адаптивна гідросистема / Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, В. Г. Пілявець, С. І. Котик. – № u202002212; заявл.03.04.2020; опубл. 25.08.2020, Бюл. № 16. – 5 с.

73. Парр Э. Программируемые контроллеры: руководство для инженера; [пер. с англ.] / Э. Парр. – М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2007. – 516 с.

74. Пелевін Л. Є. Основи проектування та регулювання гідро- та пневмоприводів будівельних машин : навч. посіб. / Л. Є. Пелевін, О. М. Гаркавенко, С. Ю. Комоцька. – К.: КНУБА, 2006. – 80 с.

75. Пелевін Л. Є. Гідро- та пневмоприводи будівельних машин: підручник за спец. "Підйомно- транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання" / Л. Є. Пелевін [та ін.]. – К.: КНУБА, 2000. – 287 с.

76. Пілявець В. Г. Забезпечення стійкості та покращення динамічних характеристик адаптивного механотронного гідроприводу / В. Г. Пілявець, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, С. І. Котик // XX Міжнародна конференція АС ПГП, тези доповідей – м. Київ, 22-25 жовтня 2019. – с. 125-127

77. Пілявець В. Г. Гідророзподільник для адаптивних гідросистем з електрогідравлічним керуванням [Електронний ресурс] / В. Г. Пілявець, С. І. Котик, Л. Г. Козлов // Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 27-28 квітня 2020 р. – Електрон. текст. дані. – 2020. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2020/paper/view/9882>

78. Пілявець В. Г. Експериментальні дослідження адаптивної гідросистеми на базі розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням / Пілявець В. Г., Товкач А. О., Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Кравчук О. О. № 1 (2020): Наукові праці ВНТУ. DOI:<https://doi.org/10.31649/2307-5376-2020-1p46-56> Електронне видання– Режим доступу: <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/article/view/594>

79. Пілявець В. Г. Про можливість покращення динамічних характеристик механотронного гідропривода з перехресним зв'язком / В.Г. Пілявець, Л.Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, В. А Ковальчук // Проблеми тертя та зношування, Національний авіаційний університет. – 2019. - № 4(85) – с. 76-82. DOI: 10.18372/0370-2197.4(85).13875

80. Поварчук Д. Д. Синтез автоматичної системи керування процесом двоступеневої сепарації нафти. Нафтова енергетика. – 2017. – № 2 (28). – с. 77-82.

81. Пропорциональные клапаны типа QVHZO, QVKZOR. Каталог фирмы Atos (Италия) [www.atos.com](http://www.atos.com)

82. Пятова И. Ю. Обоснование и выбор рациональных параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка. Диссертация на соискание степени кандидата технических наук, МОСКВА : 2016. – 144с.

83. Пат. 144036 Україна, МПК E02F 9/22 F15B 13/06. Адаптивна гідросистема / Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, В. Г. Пілявець, С. І. Котик. – № u202002212; заявл.03.04.2020; опубл. 25.08.2020, Бюл. № 16. – 5 с.

84. Ракуленко С. В. Адаптивный гидропривод подачи инструмента технологического оборудования. – Молодежный научно-технический вкстник. Издательство «МГТУ им. Н. Э. Баумана», Эл. № ФС77-51038. – сентябрь 2016 <http://sntbul.bmstu.ru/doc/849036.html>

85. Ребрик Б. М. Справочник инженерно-геологических скважин / Б. М. Ребрик. – М. : Недра, 1983. – 288 с.

86. Саленко А. Ф. К вопросу математического описания мультипликатора, оснащенного приводом с пропорциональным управлением / А. Ф. Саленко, Т. В. Подзорова, А. В. Гергель, В. Г. Загорянский. – Кременчуг: КГПИ, 1997. – 28 с.

87. Саленко О. Ф. Адаптивна система для регулювання процесу гідрорізання / О. Ф. Саленко, В. І. Приходько // Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2001. – № 60. – С. 205 – 212.

88. Савуляк В.І. Характеристика тертя спокою в підшипниках ковзання шестеренної гідромашини / В.І. Савуляк, А.В. Губанов // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2005. – № 2. – С. 81-85.

89. Сидоренко В. С. Динамика гидромеханической системы технологической машины с адаптивным приводом подачи инструмента / В. С. Сидоренко, М. С. Полешкин, С. В. Ракуленко // Вестник Самарского университета. Т. 16. № 1. – 2017 г., с. 78-86.

90. Сидоренко В. С. Адаптивный гидропривод с объемным регулированием подачи инструмента технологической машины / В. С. Сидоренко, В. И. Грищенко, С. В. Ракуленко, М. С. Полешкин. – Вестник Донецкого государственного технического университета. – 2017. – № 2. – С. 88-98.

91. Сергеев С.Г. Підвищення гідравлічного ККД приводів неповноповоротних екскаваторів / С.Г. Сергеев, Л.Г. Козлов, О.В. Петров // Наукові нотатки. – Луцьк, 2009. – № 25 ч. 2. – С. 227-230.

92. Скворчевський О.Е. Галузі застосування багатофункціональних пропорційних електрогідравлічних перетворювачів / О.Е. Скворчевський // Вісник Східноукраїнського державного університету. – 2007. – №3. – С. 140-144.

93. Скворчевский А.Е. Комплект унифицированного гидравлического оборудования для систем гидроприводов мобильных машин / А.Е. Скворчевский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2004. – №4. – С. 13-15.

94. Солод В. И. Зайков В. И., Первов К. М. Горные машины и автоматизированные комплексы. Учебник для вузов. – М. : Недра, 1981. – 503 с.

95. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – Москва : Наука, 1981. – 110 с.

96. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М. : Дрофа, 2006. – 175 с.

97. Современное состояние и перспективы развития гидроприводов в тракторах: Обзорная информ. / [Васильев Л.В., Флеер Д.Е., Гроздиев М.Ю., Калинина Т.И.]. – М.: ЦНИИИЭЭИ тракторосельхозмаш, 1989. – 48с.



98. Спыну Г. А. Мехатроника в станкостроении / Г. А. Спыну, О. В. Шевченко // Вестник НТУУ "Киевский политехнический институт". Серия Машиностроение. – 2003. – Вып. 44. – С.139 – 142.

99. Струтинський В.Б. Імітаційне математичне моделювання дисипативних характеристик комплектних гідромеханічних систем / В.Б. Струтинський, О.В. Колот // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – №2. – С. 63-68.

100. ТОВ Машинобудівна компанія «Будагромаш». Виробник екскаваторів, навантажувачів та бурільно-кранових машин. Каталог продукції. [www.budagromash@gmail.com](mailto:budagromash@gmail.com)

101. Управление в технических системах с жидкими и газовыми компонентами / Ю. А. Абрамов, А. П. Губарев, А. В. Узунов, и др. – К.: ИСМО, 1997. – 288 с.

102. Хохлов В. А. Электро-гидравлические следящие системы / В. А. Хохлов, В. М. Прокофьев, Н. А. Брисова, В. И. Гусаков, В. М. Чуркин. – Москва : Машиностроение , 1971. – 431 с.

103. Чимаксова І.А. Динаміка гідроагрегата з дросельним керуванням на базі регулятора витрати: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 5.02.02 «Машинознавство» / І.А.Чимаксова. – Вінниця, 2003. – 20с.

104. Шумигай Д. А. Швидкий алгоритм адаптації ПІ-регулятора / Д. А. Шумигай, А. П. Лазанюк, Я. В. Смітюха. – Автоматизація технологічних і бізнес-процесів. Volume 8. – 2013. – p. 97-104 (Ukr)

105. Ali Muhammad, Jouni Mattila, Tapio Virvalo and Matti Vilenius, Improvement in Feedback Signal Quality for Water Hydraulic Manipulator, Fluid Power and Motion Control CPTMC University of Bath, UK, p. 135-148.

106. Antti Vuohijoki, Mika Huvinen, Kalevi Huhtala and Matti Vilenius, Modelling of Hydraulics and Mechanics of a Mobile Machine, Fluid Power and Motion Control CPTMC University of Bath, UK, p. 105-124.

107. Axial-Piston Variable Pump A10VS0: Catalog RA 92714-A/06.11 of Bosch Rexroth Corp. [Electronic resource]. – Mode of access: URL:

[http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r\\_a-92714/raa-92714\\_2011-06.pdf](http://www.boschrexroth.com/RDSearch/rd/r_a-92714/raa-92714_2011-06.pdf). –

Title from the screen.

108. B. Ayalew, K.W. Jablokow, Partial feedback linearising force-tracking control: implementation and testing in electrohydraulic actuation, *IET Control Theory Appl.*, 2007, 1, (3), pp. 689–698.

109. Burennikov Y. Mechatronic Hydraulic System with Adaptive Controller on the Basis of Neural Networks / Yuriy Burennikov, Leonid Kozlov, Yuriy Shevchuk, Volodymyr Pyliavets // *Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași Tomul LXI (LXV), Fasc. 1-2* –2015. – P. 132-151.

110. Burennikov Y. Mechatronics hydraulic drive with regulator based on artificial neural network / Burennikov Y., Kozlov L., Pyliavets V., Piontkovich O. // *International conference on innovative research – ICIR EUROINVENT – Romania, 2017, Web of Science.*

111. Can Du, Variable Supply Pressure Electrohydraulic System for Efficient Multi-axis Motion Control , A thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy, University of Bath, Department of Mechanical Engineering, November 2014, p. 234.

112. Giovanni Jacazio, Laura Gastaldi, Equalization Techniques for Dual Redundant Electrohydraulic Servoactuators for Flight Control Systems, *Fluid Power and Motion Control CPTMC University of Bath, UK*, p. 511-526.

113. Enrique Busquets, Monika Ivantysynova, Toward Supervisory-Level Control for the Energy Consumption and Performance Optimization of Displacement-Controlled Hydraulic Hybrid Machines , *10th International Fluid Power Conference | Dresden 2016, Mobile Hydraulics | Paper 10-2*, p. 163-174.

114. R. Finzel, S. Helduser. New Electro-Hydraulic Control Systems for Mobile Machinery, *Fluid Power and Motion Control CPTMC University of Bath, UK*, p. 293-305.

115. Jesper Kirk Sørensen, Michael Rygaard Hansen, Morten Kjeld Ebbesen. Numerical and Experimental Study of a Novel Concept for Hydraulically Controlled Negative Loads, *Modeling, Identification and Control*, Vol. 37, No. 4, 2016, pp. 195–211.

116. Karam M. Elbayomy, Jiao Zongxia, Zhang Huaqing, PID Controller Optimization by GA and Its Performances on the Electro-hydraulic Servo Control System, Chinese Journal of Aeronautics 21(2008) 2008,-p. 378-384.

117. Kozlov L. Mathematical model of inertia characteristics of a multi-coordinate working machine presented in the form of a rod structure / V. Strutinskiy, L. Kozlov // Buletinul institutului politehnic Din Iasi. – м. Яси, Румыния, Fasc. 2, 2013, – P. 55 - 68.

118. Kozlov L. Digital PD controller for dynamic correction of the differential component coefficient for a mechatronic hydraulic system / L. Kozlov // Tehnomus journal: Proceedings of the XVIIth International Conference “New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies”. – Suceava, Romania, May 17 – 18, 2013. – P. 120 - 125.

119. Kozlov L. Energy-saving mechatronic drive of the manipulator // Buletinul institutului politehnic Din Iasi.- Tomul LVII (LXI), Fasc. 3, 2011, - P. 231 - 239.

120. Kozlov L. Determination of hydrodynamic force and improvement of the design of directional control valve for the mechatronic drive based of on computer simulation of hydrodynamic processes / Y. Burennikov, L. Kozlov, A. Petrov // Buletinul institutului politehnic Din Iasi. – м. Яси, Румыния, 2014. – P. 89 – 97.

121. Kostarev S. N. Micro coordinate Control System / S. N. Kostarev, T. G. Sereda. – IOP Conference Series: Material Science and Engineering. – Volume 450. – 2018. – p. 1-5.

122. Krus P. Adaptive Compensation of Deformations in Mechanical Structures Controlled by Hydraulic Actuators / P. Krus. S. Gunnarsson // Proceedings of the 11th World Congress IFAC, Tallin, USSR, 1990. – Mode of access to the paper: URL: <https://docs.google.com/viewer?a=v&pid=sites&srcid=ZGVmYXVsdGRvbWFpbmxwZXR0ZXJrcnVzfGd4OjViYjUzNjIhZTZmNWNlNzg>.

123. Krus P. Damping of mobile systems in machines with high inertia loads / P. Krus, J-O Palmberg // Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid

Power, Tokyo, Japan, 1989. – Vol. 1. – P. 63 – 70. – Mode of access to the paper: [https://www.jstage.jst.go.jp/article/isfp1989/1989/1/1989\\_1\\_63/article](https://www.jstage.jst.go.jp/article/isfp1989/1989/1/1989_1_63/article).

124. Load-independent proportional valve. Type PVG 120: Catalogue of Danfoss Hydraulics [Electronic resource]. – Mode of access : URL : [http://dmhydro.co.kr/pds/data/pds0001/PVG\\_120\\_HK51A302.pdf](http://dmhydro.co.kr/pds/data/pds0001/PVG_120_HK51A302.pdf). - Title from the screen.

125. Lisowski Edward. Modelling of the crane jib lowering system with the fuzzy logic controller [Electronic resource] / Edward Lisowski, Grzegorz Filo. – Politechnika Krakowska. – Mode of access to the paper: URL: [http://www.iaarc.org/publications/fulltext/isarc2001-ACM\\_13.pdf](http://www.iaarc.org/publications/fulltext/isarc2001-ACM_13.pdf). – Title from the screen.

126. Manasek Radek. Simulation of a Electrohydraulic Load-Sensing System with AC Motor and Frequency Changer / Radek Manasek // Proceedings of the 1st FPNI – PhD Symp. – Hamburg, 2000. – P. 311 – 324.

127. Matti Karvonen, Mikko Heikkilä, Seppo Tikkanen, Matti Linjama, ASPECTS OF THE ENERGY CONSUMPTION OF A DIGITAL HYDRAULIC POWER MANAGEMENT SYSTEM SUPPLYING A DIGITAL AND PROPORTIONAL VALVE CONTROLLED MULTI ACTUATOR SYSTEM, Proceedings of the ASME/BATH 2014 Symposium on Fluid Power & Motion Control, <http://asmedigitalcollection.asme.org/> on 11/26/2014/

128. Pavlov A. I. Automatic control of parameters of a non-stationary object with cross link. – “Automation technological and business processes”. – Volume 10, Issue 1/2018, p. 50-54.

129. Rui Tanga, QiZhangba, Dynamic Sliding Mode Control Scheme for Electro-Hydraulic Position Servo System , Procedia Engineering 24 (2011) 28 – 32.

130. M. Scherer, M. Geimer, B. Weiss, Contribution on Control Strategies of Flow-On-Demand Hydraulic Circuits, The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013, June 3-5, 2013, Linköping, Sweden, p. 531-540.

131. Tanasak Samakwong , Wudhichai Assawinchaichoteb, PID Controller Design for Electro-hydraulic Servo Valve System with Genetic Algorithm, *Procedia Computer Science* 86 ( 2016 ) 91 – 94.

132. Takao Nishiumi. Hydraulic servo control using a neural net / Takao Nishiumi, Shizurou Konami, John Watton // *Proceedings of the 2nd International scientific forum on the. Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators.* – Cracow, 2000. – Mode of access: URL: <http://fpn.mech.pk.edu.pl/polish/docs/publicat/ksiazki/83-86219-71-8-3.html>.

133. Thorsten Stamm von Baumgarten, Bjorn Grosbrink, Thorsten Lang, Hans-Heinrich Harms, A novel system layout for extended functionality of mobile machines, *Fluid Power and Motion Control CPTMC University of Bath, UK*, p. 13-26.

134. Van Hamme Th. Entwicklungstendenzen der Hydrostatik in Baumaschinen beobachten auf der Bauma 86 / Th.Van Hamme, W. Röhrs // *Ölhydraulik und Pneumatik.* – 1986. – № 6. – S. 441 – 446.

135. Wegeventilblock SBE. Directional control valve block SBE. Bloc distributeur SBE. Bosch automation: catalog of Robert Bosch GmbH [Electronic resource]. – Mode of access to the catalog : URL : <http://www.hpts.co.kr/bosch/17-5/Directional%20control%20valve%20block%20SBE.pdf>. – Title from the screen.

136. YAO Jianyong,a, JIAO Zongxiab, YAO Binc , Robust Control for Static Loading of Electro-hydraulic Load Simulator with Friction Compensation , *Chinese Journal of Aeronautics* 25 (2012) 954-962.

137. Yao Jianyong, Jiao Zongxia, Shang Yaoxing, Huang Cheng, Adaptive Nonlinear Optimal Compensation Control for Electro-hydraulic Load Simulator , *Chinese Journal of Aeronautics* 23(2010), p. 720-733.

## Додаток А

### Математична модель експериментальної адаптивної гідросистеми

Математична модель експериментальної адаптивної гідросистеми розроблена у відповідальності до схеми представленої на рис. 4.1 та включає такі рівняння. Рівняння потоків для гідроліній: між регульованим насосом 1 та регульованим дроселем 3 і розподільним золотником 7 (рівняння А.1); між регульованим дроселем 3 та клапаном перепаду тиску 4 (рівняння А.2); між клапаном перепаду тиску 4 та розподільним золотником 5 (рівняння А.3); між розподільним золотником 7 та дроселем 11 (рівняння А.4); між розподільним золотником 5 та гідроциліндром 29 (рівняння А.5); між демпфером та клапаном перепаду тиску 4 (рівняння А.6); між золотником 2 регулятора насоса та дроселем (рівняння А.7); між демпфером насоса та плунжером керування насосом 1 (рівняння А.8); між гідроциліндром 29 та дроселем 10 (рівняння А.12). Рівняння моментів, що діють: на планшайбу насоса 1 (рівняння А.9); на вал гідромотора 9 (рівняння А.13). Рівняння сил, що діють на: регулятор насоса 1 (рівняння А.10); регульований дросель 3 (рівняння А.15); клапан перепаду тиску 4 (рівняння А.11); шток гідроциліндра 29 (рівняння А.14). Рівняння струму в обмотках електромагніту (рівняння А.16); рівняння напруги в обмотках електромагніту (рівняння А.17).

$$\frac{\pi d_7^2}{4} d_8 k_{n1} t_g \gamma_1 - k_n p_{n1} = Q_{v1} + Q_{x2} + \mu k_z z_1 \sqrt{\frac{2|p_{n1} - p_{01}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{01}) + \beta_n W_{n1} \frac{dp_{n1}}{dt}; \quad (\text{A.1})$$

$$Q_{x2} = Q_{y2} + \beta W_{y2} \frac{dp_{y2}}{dt} + \mu f_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2} - p_{g2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y2} - p_{g2}); \quad (\text{A.2})$$

$$Q_{y2} = Q_{v2} + \beta W_{v2} \frac{dp_{v2}}{dt}; \quad (\text{A.3})$$

$$Q_{v1} = \beta_n W_m \frac{dp_m}{dt} + \mu f_{11} \sqrt{\frac{2p_m}{\rho}}; \quad (\text{A.4})$$

$$Q_{v2} = \frac{\pi d_{c2} v_c}{4} + \beta_n W_c \frac{dp_c}{dt}; \quad (\text{A.5})$$

$$\mu f_2 \sqrt{\frac{2|p_{y2}-p_{g2}|}{\rho}} \text{sign}(p_{y2} - p_{g2}) = \frac{\pi d_{y2}^2}{4} \cdot \frac{dy_2}{dt} + \beta W_{g2} \frac{dp_{g2}}{dt} + (A_y p_{g2} + B t^\circ + C_y \varepsilon_b^2); \quad (\text{A.6})$$

$$\begin{aligned} \mu k_{zZ_1} \sqrt{\frac{2|p_{n1}-p_{01}|}{\rho}} \text{sign}(p_{n1} - p_{01}) &= \beta W_0 \frac{dp_{01}}{dt} + \\ &+ \mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{01}-p_{e1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{01} - p_{e1}) + \mu f_0 \sqrt{\frac{2p_{01}}{\rho}}; \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

$$\mu f_e \sqrt{\frac{2|p_{01}-p_{e1}|}{\rho}} \text{sign}(p_{01} - p_{e1}) = \beta_n W_e \frac{dp_{e1}}{dt} - f_4 l \frac{d\gamma_1}{dt} - (A_e p_{e1} + B_e t^\circ + C_e \varepsilon_e^2); \quad (\text{A.8})$$

$$\begin{aligned} I_1 \frac{d^2 \gamma_1}{dt^2} &= p_{n1} f_5 l - p_{e1} f_4 l - \frac{\pi \rho v_k d_4 l_4}{\varepsilon_0} l^2 \frac{d\gamma_1}{dt} \cos \gamma_1 - \frac{\pi \rho v_k d_5 l_5}{\varepsilon_0} l^2 \frac{d\gamma_1}{dt} \cos \gamma_1 + \\ &+ m_0 + m_1 Q_{n1} + m_2 p_{n1} + m_3 Q_{n1}^2 + m_4 p_{n1}^2 + m_5 p_{n1} Q_{n1}; \end{aligned} \quad (\text{A.9})$$

$$m_p \frac{d^2 z_1}{dt^2} = p_{n1} \frac{\pi d_p^2}{4} - p_m \frac{\pi d_p^2}{4} - c(H_p + z_1) - \frac{\pi \rho v_k d_p l_p}{\varepsilon_p} \frac{dz_1}{dt}; \quad (\text{A.10})$$

$$\begin{aligned} m_{y2} \frac{d^2 y_2}{dt^2} &= p_{n1} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} - p_{y2} \frac{\pi d_{y2}^2}{4} - c_b(H_{y2} + y_2) - \left( A_{g2} + B_{g2} p_{n1} - \frac{D_{g2}}{y_2} + \frac{E_{g2}}{y_2^2} \right) - \\ &- \frac{\pi \rho v_k d_{y2} l_{y2}}{\varepsilon_{y2}} \frac{dy_2}{dt}; \end{aligned} \quad (\text{A.11})$$

$$\frac{\pi(d_c^2 - d_s^2)}{4} v_c = \mu f_{10} \sqrt{\frac{2(p_m - p_t)}{\rho}}; \quad (\text{A.12})$$

$$p_t q_{m1} = M_{m1}; \quad (\text{A.13})$$

$$m_c \frac{dv_2}{dt} = p_c \frac{\pi d_c^2}{4} - \pi d_{c2}(q_0 + k_q p_c) - \pi d_{s2}(q_0 + k_q p_p) - T_c - p_s \left( \frac{\pi(d_c^2 - d_s^2)}{4} \right); \quad (\text{A.14})$$

$$U_2 k_{m2} = c_2(H_2 + x_2); \quad (\text{A.15})$$

$$p_m k_4 F_n F_k(U_{pm}) = i_{m2}; \quad (\text{A.16})$$

$$U_2 = L e \frac{di_{m2}}{dt} + i_{m2} R e; \quad (\text{A.17})$$

## Додаток Б

## Визначення характеристик підсилювача електромагніту

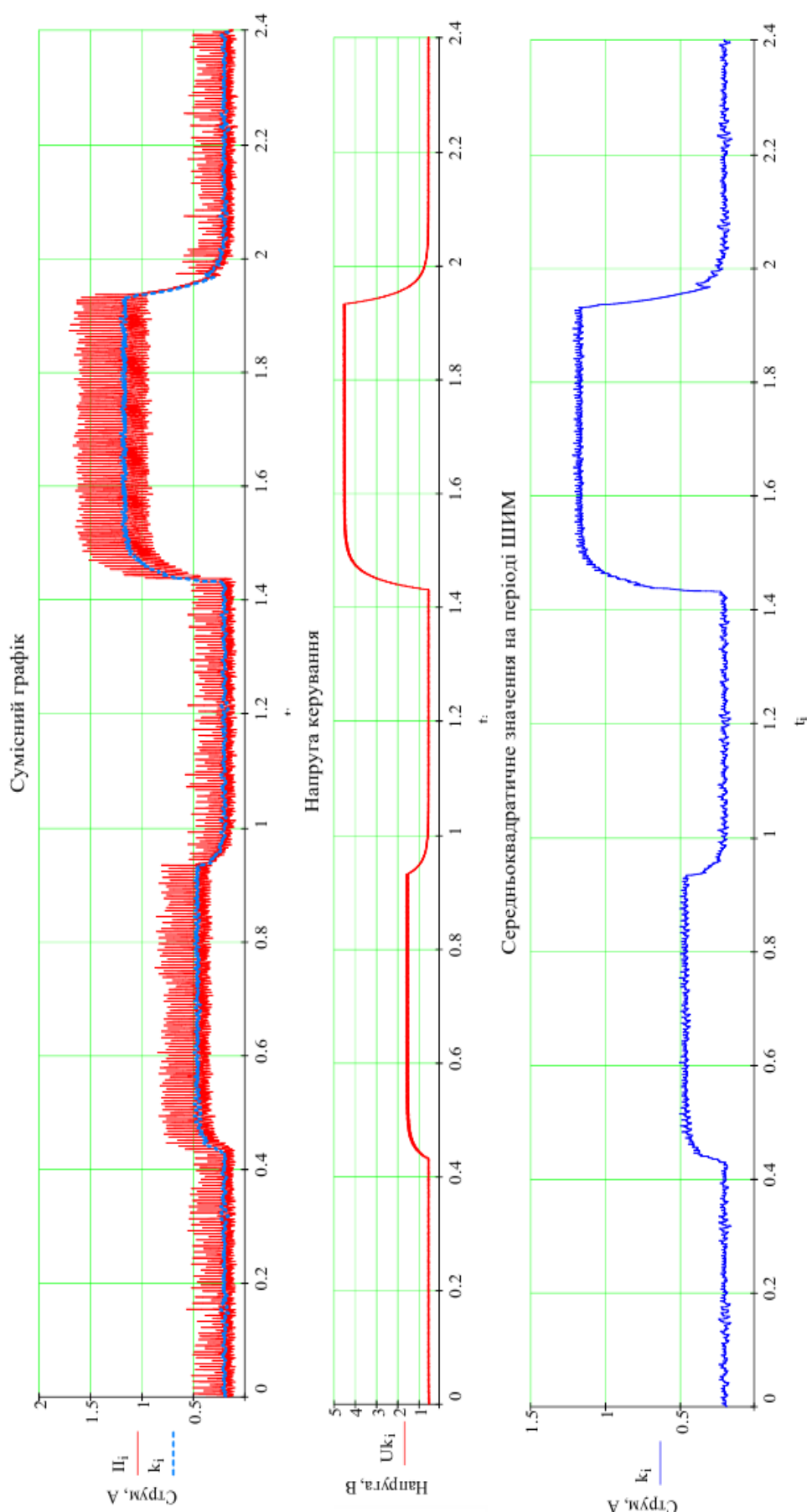
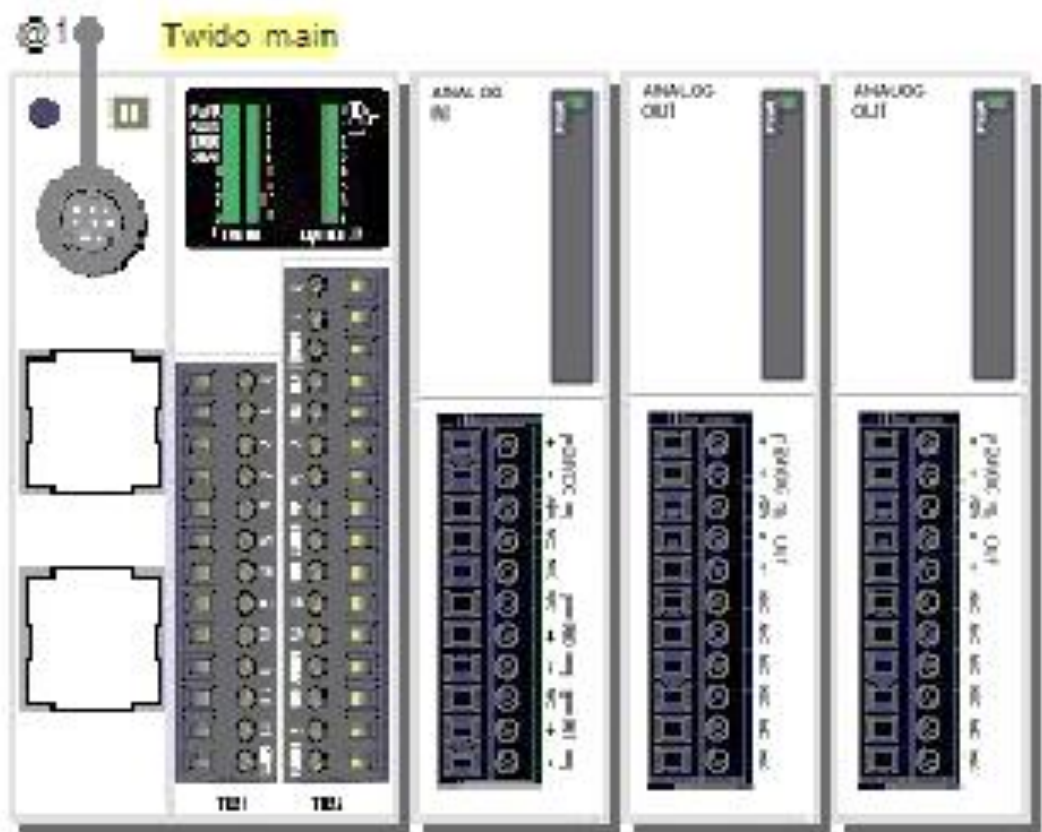


Рис. Б.1 Залежності напруги на виході підсилювача та середньоквадратичного значення струму  $i'_m$  в обмотках електромагніту при ступінчастій зміні напруги на виході контролера  $U_a$



Додаток В

Програма керування адаптивною гідросистемою



Properties

Bill of material

Family	Reference number	Quantity
Twido	TWDLMDA20DRT	1
Twido	TM2AMI2HT	1
Twido	TM2AMO1HT	2

Hardware configuration

Base
TWDLMDA20DRT
Expansion bus modules
1 : TM2AMI2HT
2 : TM2AMO1HT
3 : TM2AMO1HT

## Memory objects configuration

### Timer configuration (%TM)

Used	%TM	Symbol	Type	Adjustable	Time Base	Preset
Yes	%TM0		TON	Yes	1 s	3

### Counter configuration (%C)

### Register configuration (%R)

### Drum configuration (%DR)

### Scheduler block configuration (%SCH)

### Fast counters configuration (%FC)

### Very fast counters configuration (%VFC)

### Memory words (%MD)

### Memory words (%MW)

Used	%MW	Symbol	Allocated
Yes	%MW0		Yes
Yes	%MW1		Yes
Yes	%MW2		Yes
Yes	%MW3		Yes
Yes	%MW150		Yes

### Memory words (%MF)

Used	%MF	Symbol	Allocated
Yes	%MF10		Yes
Yes	%MF12		Yes
Yes	%MF24	Q_C	Yes
Yes	%MF26		Yes
Yes	%MF28		Yes
Yes	%MF30	U_P	Yes
Yes	%MF32		Yes
Yes	%MF34	K_A	Yes
Yes	%MF38	U_0	Yes
Yes	%MF50		Yes

### Memory bits (%M)

Used	%M	Symbol	Allocated
Yes	%M10	X_0	Yes
Yes	%M11	F_D	Yes
Yes	%M12	F_U	Yes
Yes	%M50		Yes
Yes	%M100	AD_ON	Yes
Yes	%M101		Yes
Yes	%M102		Yes
Yes	%M104		Yes

### PID configuration (PID)

### Constant configuration (%KD)

### Constant configuration (%KW)

Used	%KW	Symbol	Decimal	Hexadecimal	Bin-value	Ascii
Yes	%KW2	U_A10	1000	16#03E8	0000001111101000	è
Yes	%KW4	U_A20	1000	16#03E8	0000001111101000	è

Used	%KW	Symbol	Decimal	Hexadecimal	Bin-value	Ascii
Yes	%KW20	V_00	5	16#0005	0000000000000101	
Yes	%KW30	P_MAX	3000	16#0BB8	0000101110111000	,

#### Constant configuration (%KF)

Used	%KF	Symbol	Float
Yes	%KF6	U_0C	5.0
Yes	%KF8	K_AC	0.1
Yes	%KF14	F_C	0.5
Yes	%KF16	DK_A	0.1

#### PLS/PWM configuration (%PLS/%PWM)

#### Configuration of external objects Comm

#### Configuration of external objects Drive

#### Configuration of external objects Tesys

#### Configuration of external objects Advantys OTB

## Memory

### Memory usage statistic

User data			
Memory bits	:	105 Bits	0.2%
Memory words	:	151 words	4.4%
Backed up	:	???	
RAM = EEPROM	:	???	
Constants	:	31 words	0.9%
Configuration	:	379 words	11.0%
Avail. mem. data	:	2775 words	80.4%
User program			
Executable code	:	422 words	2.6%
Prog. data	:	4 words	0.1%
Online modif.	:	0 words	0.0%
Avail. code mem.	:	15963 words	97.4%
Other			
Execution data	:	101 words	3.0%

## Configure the behavior

### Functional levels

#### Functional levels management

Management : Automatic  
Level : The highest possible

### Scan mode

#### Scan mode

Mode : Normal  
Duration (ms) : -

**Watchdog**

Duration (ms) : 250

**Periodic event**

Not used : Yes

**Startup****Parameters**

Automatic start in Run : No  
Run/Stop Input: %I0.0

**Autosave****Parameters**

Autosave RAM=>EEPROM : Yes

**Program lists and diagrams**

1 IL	Умова вмикання режиму адаптації, поч. ініціалізація	
------	---	--

```

----(* Початковий запуск *)
0 LD %I0.0.1
1 AND %I0.0.2
2 AND %I0.0.5
3 ST %M100
4 LDR %M100
5 S %Q0.0.1
6 S %Q0.0.0
----(* Встановлення початкового значення дросселя гідродвигуна *)
7 LDR %M100
8 [ %QW0.2.0 := %KW2 ]
----(* Встановлення початкового значення дросселя подачі *)
9 LDR %M100
10 [ %QW0.3.0 := %KW4 ]
11 [ %MW2 := %KW4 ]
----(* Встановлення початкових значень величин регулятора *)
12 LDR %M100
13 [ %MF34 := %KF8 ]
14 [ %MF38 := %KF6 ]
----(* Затримка початку вимірювання тиску в контурі двигуна та подачі *)
15 BLK %TMO
16 LD %M100
17 IN
18 OUT_BLK
19 LD Q
20 [ %MW1 := %IW0.1.1 ]
21 [ %MW0 := %IW0.1.0 ]
22 END_BLK

```

2 IL	Обчислення швидкості подачі	
------	-----------------------------	--

```

----(* Перетворення подачі в FLOAT *)
0 LD %M100
1 [ %MF28 := INT_TO_REAL( %MW2 ) ]
----(* Перетворення значення подачі в пропорційну напругу *)
2 LD %M100
3 [ %MF30 := %MF28 * 0.002442 ]
4 LD %M100
5 [ %MF32 := %MF30 * %MF34 ]
----(* Знаходження керуючої дії подачі *)
6 LD %M100
7 [ %MF12 := %MF38 - %MF32 ]
----(* Перетворення згідно рівняння *)
8 LD %M100
9 [ %MF24 := %MF12 * 5.86E-005 ]
----(* Обчислення значення швидкості *)
10 LD %M100
11 [ %MF26 := %MF24 / %KF14 ]
----(* Пропорційне перетворення швидкості подачі *)
12 LD %M100
13 [ %MF10 := %MF26 * 10000.0 ]
----(* Перетворення типів *)
14 LD %M100
15 [ %MW3 := REAL_TO_INT( %MF10 ) ]

```

<b>3 IL</b>	<b>Перевірка умов та функція регулювання</b>	
-------------	--	--

```

----(*   Умова перевірки максимальної швидкості *)
0      LD      [ %MW3 <= %KW20 ]
1      ST      %M101
----(*   Умова максимального тиску *)
2      LD      [ %MW0 >= %KW30 ]
3      ST      %M102
----(*   логіка регулювання на зниження подачі *)
4      LD      %M102
5      AND     %M101
6      ORN     %M101
7      ANDR    %M104
8      AND     %M100
9      [ %MF34 := %MF34 + %KF16 ]
----(*   логіка регулювання на збільшення подачі *)
10     LD      %M101
11     ANDN    %M102
12     ANDR    %M104
13     AND     %M100
14     [ %MF34 := %MF34 - %KF16 ]
----(*   Системний таймер *)
15     LD      %S6
16     ST      %M104
----(*   Запис значення вихідної регульованої величини подачі *)
17     LD      %M100
18     [ %MF50 := %MF12 * 409.5 ]
19     LD      %M100
20     [ %MW150 := REAL_TO_INT( %MF50 ) ]
21     LD      %M100
22     [ %QW0.3.0 := %MW150 ]

```

<b>4 IL</b>	<b>Умова вмикання холостого ходу</b>	
-------------	--------------------------------------	--

```

0      LDN     %I0.0.1
1      ANDN    %I0.0.2
2      ANDN    %I0.0.3
3      ANDN    %I0.0.4
4      ST      %M10
5      LDR     %M10
6      S       %Q0.0.1
7      R       %Q0.0.0
----(*   Умова коли не вибраний жоден з режимів *)
8      LDN     %M100
9      ANDN    %M10
10     ANDN    %M11
11     ANDN    %M12
12     ST      %M50
13     LD      %M50
14     R       %Q0.0.0
15     R       %Q0.0.1
----(*   Встановлення дросселя гідродвигуна = 0 *)
16     LDR     %M10
17     OR       %M50
18     [ %QW0.2.0 := 0 ]
----(*   Встановлення значення дросселя подачі = 0 *)
19     LDR     %M10
20     OR       %M50
21     [ %QW0.3.0 := 0 ]

```

<b>5 IL</b>	<b>Умова вмикання швидкого підводу</b>	
-------------	--	--

```

0      LD      %I0.0.1
1      AND     %I0.0.2
2      ANDN    %I0.0.5
3      ST      %M11
4      LDR     %M11
5      S       %Q0.0.1
6      S       %Q0.0.0
----(*   Встановлення початкового значення дросселя гідродвигуна *)
7      LDR     %M11
8      [ %QW0.2.0 := %KW2 ]
----(*   Встановлення максимального значення дросселя подачі *)
9      LDR     %M11
10     [ %QW0.3.0 := 4085 ]

```

<b>6 IL</b>	<b>Умова вмикання швидкого підйому</b>	
-------------	--	--

```

0      LD      %I0.0.1
1      AND     %I0.0.4
2      ST      %M12
3      LDR     %M12
4      R       %Q0.0.1

```

```

5      R      %Q0.0.0
----(*)  Встановлення початкового значення дросселя гідродвигуна *)
6      LDR    %M12
7      [ %QW0.2.0 := %KW2 ]
----(*)  Встановлення початкового значення дросселя подачі *)
8      LDR    %M12
9      [ %QW0.3.0 := 4085 ]

```

## Symbols

Used	Address	Symbol	Comment
Yes	%M100	AD_ON	Вмикання адаптивного режиму
Yes	%I0.5	AD_SW	Перемикач адаптивного режиму
No	%MF40	DK	
Yes	%KF16	DK_A	Дискретність регулювання
Yes	%KF14	F_C	Площа поперечного перерізу циліндра
Yes	%M11	F_D	Вмикання швидкого підводу
Yes	%M12	F_U	Вмикання швидкого підйому
Yes	%MF34	K_A	коефіцієнт регулятора
No	%KF0	K_A0	
Yes	%KF8	K_AC	
Yes	%I0.3	P1_MIN1	Початкове значення коеф.рег. Перемикач1 -
Yes	%I0.1	P1_PLS1	Перемикач1 +
Yes	%I0.4	P2_MIN1	Перемикач2 -
Yes	%I0.2	P2_PLS1	Перемикач2 +
Yes	%KW30	P_MAX	Максимальний тиск
Yes	%MF24	Q_C	Витрати
No	%I0.0	START	Запуск ПЛК
Yes	%Q0.0	UA3	напруга а3
Yes	%Q0.1	UA4	напруга а4
Yes	%MF38	U_0	Постійна складова регулятора
Yes	%KF6	U_0C	Початкове знач. напр. рег.
Yes	%QW2.0	U_A1	Дросель контура гідродвигуна бура
Yes	%QW3.0	U_A2	Дросель контура подачі бура
Yes	%KW2	U_A10	Початкове значення керуючої дії гідродвигуна
Yes	%KW4	U_A20	Початкове значення керуючої дії гідропривода подачі
Yes	%MF30	U_P	напруга контура подачі
Yes	%IW1.1	U_PC	Тиск в контурі подачі (пропорційна напруга)
Yes	%IW1.0	U_PM	Тиск в контурі гідродвигуна бура (пропорційна напруга)
Yes	%KW20	V_00	Максимальна швидкість
Yes	%M10	X_0	Вмикання режиму холостого ходу

## Cross references

Address	Symbol	Section	Lines/Networks	Operator
		1	17	IN
		1	18	BLK: OUT
		1	22	BLK: END
%I0.0.1	P1_PLS1	1	0	LD
%I0.0.2	P2_PLS1	1	1	AND
%I0.0.5	AD_SW	1	2	AND
%IW0.1.0	U_PM	1	21	[ := ]
%IW0.1.1	U_PC	1	20	[ := ]
%KF6	U_OC	1	14	[ := ]
%KF8	K_AC	1	13	[ := ]
%KW2	U_A10	1	8	[ := ]
%KW4	U_A20	1	10	[ := ]
	U_A20	1	11	[ := ]
%M100	AD_ON	1	3	ST
	AD_ON	1	4	LDR
	AD_ON	1	7	LDR
	AD_ON	1	9	LDR
	AD_ON	1	12	LDR
	AD_ON	1	16	LD
	AD_ON	2	0	LD
	AD_ON	2	2	LD
%MF28		2	1	[ := INT_TO_REAL ]
%MF34	K_A	1	13	[ := ]
%MF38	U_0	1	14	[ := ]
%MW0		1	21	[ := ]
%MW1		1	20	[ := ]
%MW2		1	11	[ := ]
		2	1	[ := INT_TO_REAL ]
%Q0.0.0	UA3	1	6	--(S)--
%Q0.0.1	UA4	1	5	--(S)--
%QW0.2.0	U_A1	1	8	[ := ]
%QW0.3.0	U_A2	1	10	[ := ]
%TM0		1	15	BLK
Q		1	19	LD

## Animation table

My animation table 2

Used	Address	Symbol	Units
Yes	%IW0.1.0	U_PM	Decimal
Yes	%MW1		Decimal
Yes	%MW2		Decimal
Yes	%MW3		Decimal
Yes	%QW0.3.0	U_A2	Decimal
Yes	%KF16	DK_A	Floating Point

## Додаток Г



## ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор з науково-педагогічної роботи по організації навчального процесу та його науково-методичного забезпечення

професор Васілевський О.М.

“ 12 ” нової 2020р.

## АКТ

**про впровадження у навчальний процес результатів  
кандидатської дисертації**

***Пилявця Володимира Георгійовича***

на тему "Адаптивна гідросистема з перехресним зв'язком для мобільної машини".

Комісія у складі:

голова комісії – декан факультету машинобудування та транспорту к.т.н., доцент Петров О.В. та члени комісії – професор кафедри технологій та автоматизації машинобудування к.т.н., професор Буренніков Ю.А., доцент кафедри технологій та автоматизації машинобудування к.т.н., доцент Репінський С.В. склала цей акт про підтвердження того, що дійсно у Вінницькому національному технічному університеті результати дисертаційної роботи Пилявця В.Г. впроваджені у дисциплінах «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи», «Механотроніка та робототехніка», «Приводи машин, їх структурний та параметричний синтез», що викладаються для бакалаврів, магістрів та аспірантів спеціальності 131 – «Прикладна механіка».

В лекційних, практичних заняттях та лабораторних роботах використані отримані В.Г. Пилявцем у дисертаційній роботі такі результати:

- методика дослідження течії робочої рідини в каналах розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням та визначення залежностей, що описують вплив перепадів тиску на величини потоків через елементи регулювання;
- математичні моделі та методику визначення характеристик адаптивної гідросистеми в статичних та динамічних режимах роботи із застосуванням програмного середовища MATLAB-Simulink;
- експериментальний стенд та дослідний зразок адаптивної гідросистеми на основі секційного розподільника і методику визначення статичних та динамічних характеристик.

Голова комісії

Петров О. В.

Члени комісії

Буренніков Ю. А.

Репінський С. В.



## Додаток Д

«Затверджую»  
 Директор підприємства  
 «Машинобудівна компанія  
 «Будагромаш»  
 Тинчук М.І.  
 2020 р.

## АКТ

впровадження результатів кандидатської дисертації  
 Пилявця Володимира Георгійовича



Цим актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи Пилявця В. Г. впроваджені на підприємстві «Машинобудівна компанія «Будагромаш» м. Київ.

В дисертаційній роботі Пилявця В. Г. обґрунтовано вимоги до гідросистем мобільних машин, на основі чого запропонована нова схема адаптивної гідросистеми на основі регульованих насосів, секційного розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням та контролера.

Застосування такої адаптивної гідросистеми дозволяє забезпечити роботу змінних робочих органів машини при можливості регулювання їх руху в широких діапазонах, а також узгоджувати швидкості руху гідродвигунів між собою та адаптувати їх до зміни зовнішніх навантажень.

Рекомендації щодо вибору схеми гідросистеми типу та параметрів гідроагрегатів, документація на секційний розподільник з пропорційним електрогідравлічним керуванням, алгоритм та програма керування адаптивною гідросистемою впроваджені в машинобудівній компанії «Будагромаш» м. Київ.

Застосування адаптивної гідросистеми на мобільній машині БАМ-2014 дозволить збільшити гідравлічний ККД для привода подачі шнека на операції буріння з 25% до 83%, а для привода обертання шнека з 49% до 82%. Очікуваний річний економічний ефект обумовлений зменшенням витрати пального для однієї мобільної машини з розробленою адаптивною гідросистемою становить 44880 грн.

Головний інженер

Тимченко А.П.

## Додаток Е

### Список публікацій здобувача за темою дисертацій

Основні результати дисертаційних досліджень опубліковані у 18 наукових працях:

1. Burennikov Y. Mechatronic Hydraulic System with Adaptive Controler on the Basis of Neural Networks / Yuriy Burennikov, Leonid Kozlov, Yuriy Shevchuk, Volodymyr Pyliavets // Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași Tomul LXI (LXV), Fasc. 1-2 –2015. – P. 132-151.

2. Козлов Л. Г. Стабілізація витрати робочої рідини в гідроприводі ливарного механізму термопластавтомата / Буренніков Ю. А., Ковальчук В. А., Козлов Л. Г., Шевчук Ю. В., Пилявець В. Г. // Вісник Житомирського державного технологічного університету. – 2015. – №2 (73). – С. 6-12.

3. Козлов Л. Г. Вплив параметрів регуляторів на стійкість та динамічні характеристики мехатронної гідросистеми / Л.Г. Козлов, М.П. Коріненко, В. Г. Пилявець // Техніка, енергетика, транспорт АПК, 2018. - №3. - С. 105 – 116.

4. Козлов Л. Забезпечення стійкості мехатронного гідроприводу. Л. Козлов, Ю. Буренніков, В. Пилявець, М. Коріненко, О. Лижов // Вісник машинобудування та транспорту, Чер 2019. - vol 9, № 1, с. 66-76.

5. Пилявець В. Г. Про можливість покращення динамічних характеристик механотронного гідропривода з перехресним зв'язком / В.Г. Пилявець, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, В. А Ковальчук // Проблеми тертя та зношування, Національний авіаційний університет. – 2019. - № 4(85) – с. 76-82. DOI: 10.18372/0370-2197.4(85).13875

6. Пилявець В. Г. Експериментальні дослідження адаптивної гідросистеми на базі розподільника з пропорційним електрогідравлічним керуванням / Пилявець В. Г., Товкач А. О., Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Кравчук О. О. [№ 1 \(2020\): Наукові праці ВНТУ Електронне видання](#)

Патент України на корисну модель:

7. Пат. 144036 Україна, МПК E02F 9/22 F15B 13/06. Адаптивна гідросистема / Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, В. Г. Пилявець, С. І. Котик. – № u202002212; заявл.03.04.2020; опубл. 25.08.2020, Бюл. № 16. – 5 с.

Матеріали та тези конференцій:

8. Burennikov Y. Mechatronics hydraulic drive with regulator based on artificial neural network / Burennikov Y., Kozlov L., Pyliavets V., Piontkovich O. // International conference on innovative research – ICIR EUROINVENT – Romania, 2017, Web of Science.

9. Буренніков Ю. А. Мехатронна гідросистема з регулятором на основі мікроконтролера / Буренніков Ю. А., Козлов Л. Г., Сергеев С.Г., Харченко М. М., Пилявець В. Г. // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасті досягнення та застосування : II міжнародна науково-технічна конференція 15-16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. – Вінниця : Т. П. Барановська, 2016. – С 91-92.

10. Козлов Л.Г. Визначення статичних та динамічних характеристик системи керування гідроприводом бурильної установки / Л.Г. Козлов, В.Г. Пилявець // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПП «Промислова гідравліка і пневматика». Вінниця, 3-6 жовтня 2017 р. : матеріали конференції. - Вінниця: Вид-во «ГЛОБУС-ПРЕС», 2017. – 136 с.

11. Козлов Л. Г., Пилявець В. Г. Вплив параметрів регуляторів на стійкість та динамічні характеристики мехатронної гідросистеми // XIX Міжнародна науково-технічна конференція «Промислова гідравліка і пневматика»: тези доповідей – м. Львів, 2018. – С. 48.

12. Буренніков Ю. А. Експериментальний стенд для дослідження характеристик мехатронного гідропривода / Ю. А. Буренніков, Л. Г. Козлов, В. Г. Пилявець, А. О. Товкач // XLVIII науково-технічна конференція факультету машинобудування та транспорту : збірник тез доповідей. – Вінниця, 2019.

13. Буренніков Ю.А., Стійкість мехатронної гідросистеми на основі регульованого насоса / Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Іоан Русу, Пилявець В.Г., Ткачук Ю.А. // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування : III міжнародна науково-технічна конференція : збірник тез доповідей. – Вінниця, 2019. – С 31 – 37.

14. Козлов Л. Г. Покращення динамічних характеристик адаптивного гідроприводу із перехресним зв'язком / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Ковальчук В. А., Пилявець В. Г. // I Міжнародна науково-технічна конференція

«Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019» : тези доповідей – м. Вінниця, 2019. – С. 299 – 300.

15. Пилявець В. Г. Забезпечення стійкості та покращення динамічних характеристик адаптивного механотронного гідроприводу / В. Г. Пилявець, Л. Г. Козлов, Ю. А. Буренніков, С. І. Котик // XX Міжнародна конференція АС ПГП, тези доповідей – м. Київ, 22-25 жовтня 2019. – с. 125-127.

16. Пилявець В. Г. Гідророзподільник для адаптивних гідросистем з електрогідравлічним керуванням [Електронний ресурс] / В. Г. Пилявець, С. І. Котик, Л. Г. Козлов // Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 27-28 квітня 2020 р. – Електрон. текст. дані. – 2020. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2020/paper/view/9882>

17. Козлов Л. Г. Алгоритм керування адаптивною гідросистемою мобільної робочої машини [Електронний ресурс] / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Пилявець В. П., Кравчук О. // Матеріали XLIX науково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 27-28 квітня 2020 р. – Електрон. текст. дані. – 2020. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2020/paper/view/9879>

18. Пилявець В. Г. Експериментальні дослідження перехідних процесів в адаптивній гідросистемі. Матеріали XXV Міжнародної науково-технічної конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» –6-9 жовтня 2020р., Київ, с. 360-364.

## Додаток Ж

### Відомості про апробацію результатів дисертації

Основні результати роботи доповідались та отримали позитивну оцінку на Міжнародних науково-технічних конференціях International Conference on Innovative Research – ICIR EUROINVENT-2017 Jasy, Romania, 2017, Асоціації спеціалістів промислової пневматики та гідравліки «Промислова гідравліка та пневматика» м. Вінниця (2017 р.), м. Львів (2018 р.), м. Київ (2020 р.), на I Міжнародній науково-технічній конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту» м. Вінниця 2019 р., на Науково-технічних конференціях науково-педагогічних працівників Вінницького національного технічного університету у 2019 та 2020 роках, Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ 2020р.).

Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалась і була схвалена на розширеному засіданні кафедри технологій та автоматизації машинобудування Вінницького національного технічного університету в жовтні 2020 р.